

ASME VIII-Div1-2017

(۱)

الزامات عمومی ساخت ، نصب و متریال

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

ASME VIII-Div1-2017

Definitions - الزامات عمومی ساخت و نصب

الزامات عمومی برای ظروف تحت فشاری که به روش جوشکاری ساخته می شوند (ASME VIII-Div1-UG)

معیار ها و الزامات ساخت ظروف تحت فشار از جنس فولاد های کربنی و آلیاژی **UCS**، **UF**، **UB**، **UW** (ASME VIII-Div1-**UW**)

الزامات مورد نیاز برای ظروف تحت فشار از جنس فلزات غیر آهنی

ظروف تحت فشار از جنس چدن

ظروف تحت فشار دارای پوشش داخلی فلزی مقاوم به خوردگی و سایش

ظروف تحت فشاری که خواص مکانیکی آنها با عملیات حرارتی بهینه شده است

روش ها و قوانین خاص برای ظروف تحت فشاری که در دماهای پایین دارای استحکام بالا هستند.

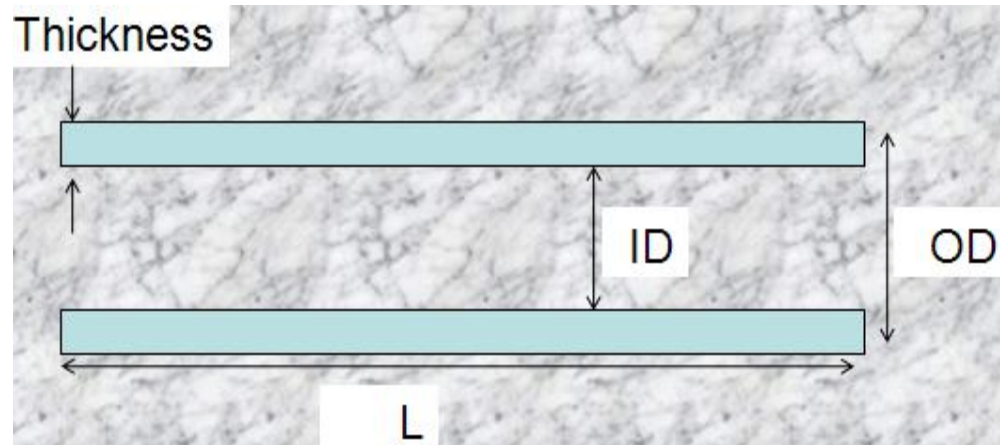
روش ها و قوانین مربوط به طراحی و ساخت مبدل های حرارتی دارای پوسته و تیوب

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

Definition الزامات عمومی ساخت و نصب -

- ✓Pipe And Fitting
- ✓Metal And Alloy
- ✓Metal Forming
- ✓Material properties
- ✓Pressure Vessel Sample and Calculation
- ✓Relative Cod and Standard

Pipe is Hollow Cylindrical Shape with Specified Length, Diameter and Thickness



OD:Outside Diameter

ID :Inside Diameter

Thickness= (OD-ID)/2

Pipe Schedule

NPS1/2 inch (DN 15 mm), Outside Diameter 21.34 mm

Schedule	Sch.5	Sch.10	Sch.STD	Sch.XS	Sch.160	SchXXS
Wall Thickness(mm)	1.65	2.11	2.77	3.73	4.78	7.47
Internal diameter(mm)	18.04	17.12	15.8	13.9	11.78	6.6

NPS3/4 inch (DN 20 mm), Outside Diameter 26.67 mm

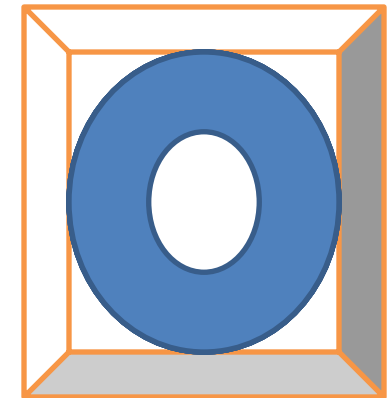
Schedule	Sch.5	Sch.10	Sch.STD	Sch.XS	Sch.160	SchXXS
Wall Thickness(mm)	1.65	2.11	2.87	3.91	5.56	7.82
Internal diameter(mm)	23.37	22.45	20.93	18.85	15.55	11.03

NPS 6 inch (DN 150 mm), Outside Diameter 168.3 mm

Schedule	Sch.5	Sch.10	Sch.STD or 40	Sch.XS or 80	Sch.120	Sch.160	SchXXS
Wall Thickness(mm)	2.77	3.4	7.11	10.97	14.27	18.26	21.95
Internal diameter(mm)	162.7	161.51	154.1	146.3	139.7	131.7	124.3

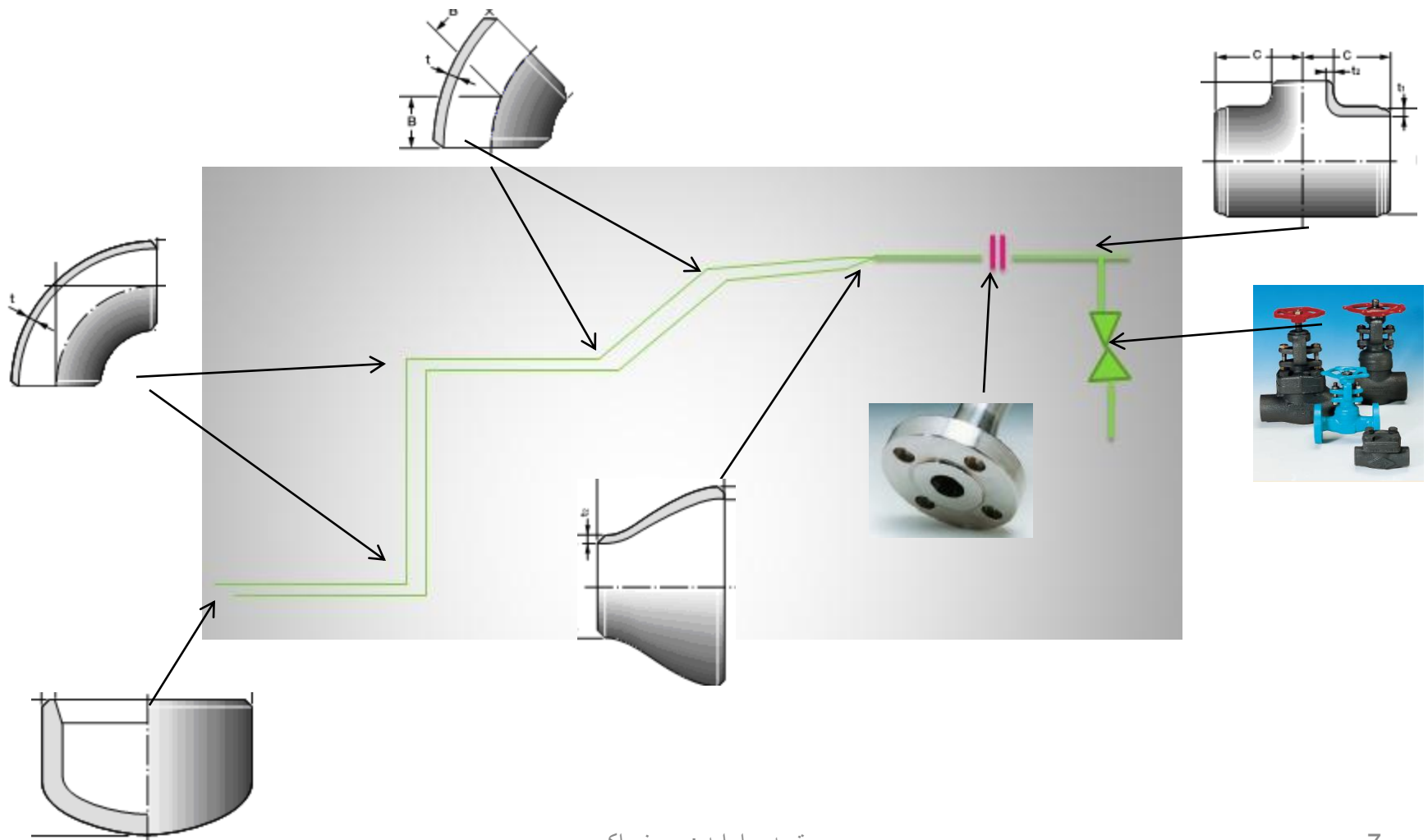
Pipe Schedule

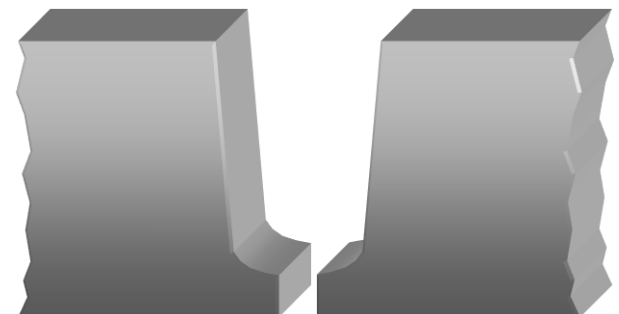
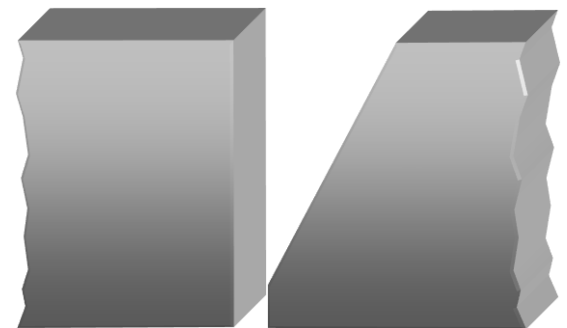
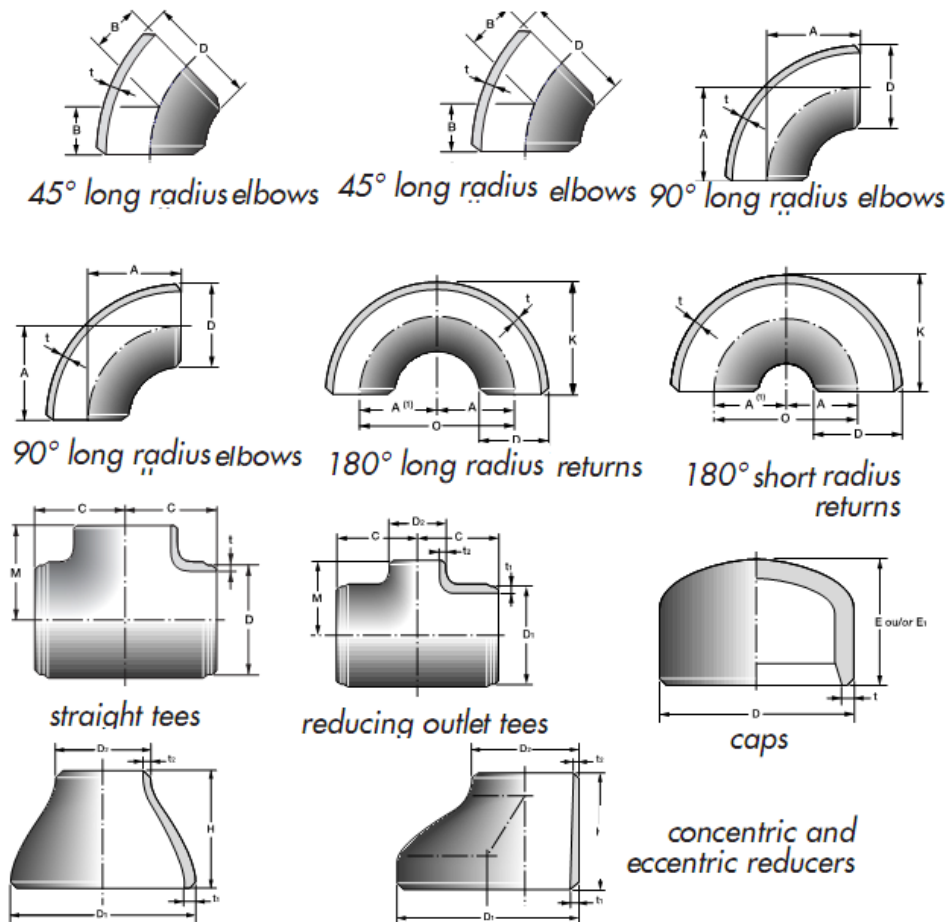
NPS (in)	SCH no	OD(mm)	THK(mm)	Wight kg/m
6	5	168.3	2.77	11.31
6	10	168.3	3.4	13.83
6	40	168.3	7.11	28.26
6	STD	168.3	7.11	28.26
6	80	168.3	10.97	42.56
6	XS	168.3	10.97	42.56
6	120	168.3	14.27	54.21
6	160	168.3	18.26	67.57
6	XXS	168.3	21.95	79.22



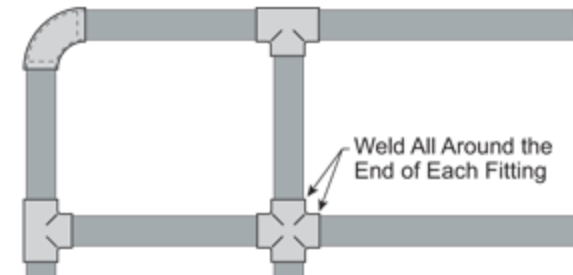
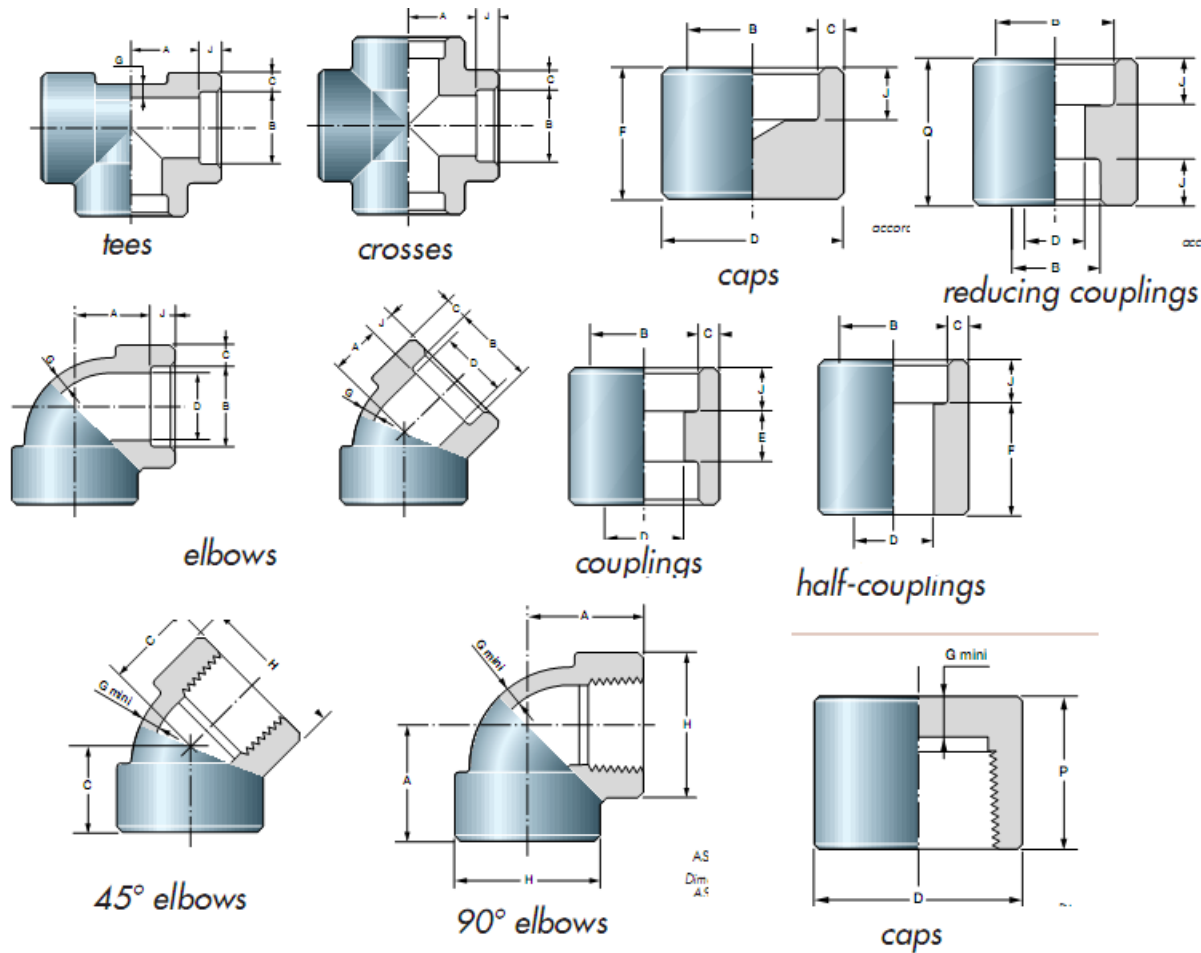
SCHXS

What is Fitting And Why We Have To Use Fitting?

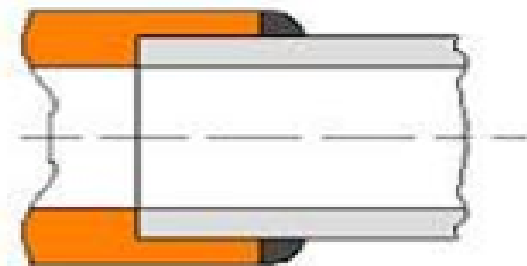




Type Of Butt Weld Fitting

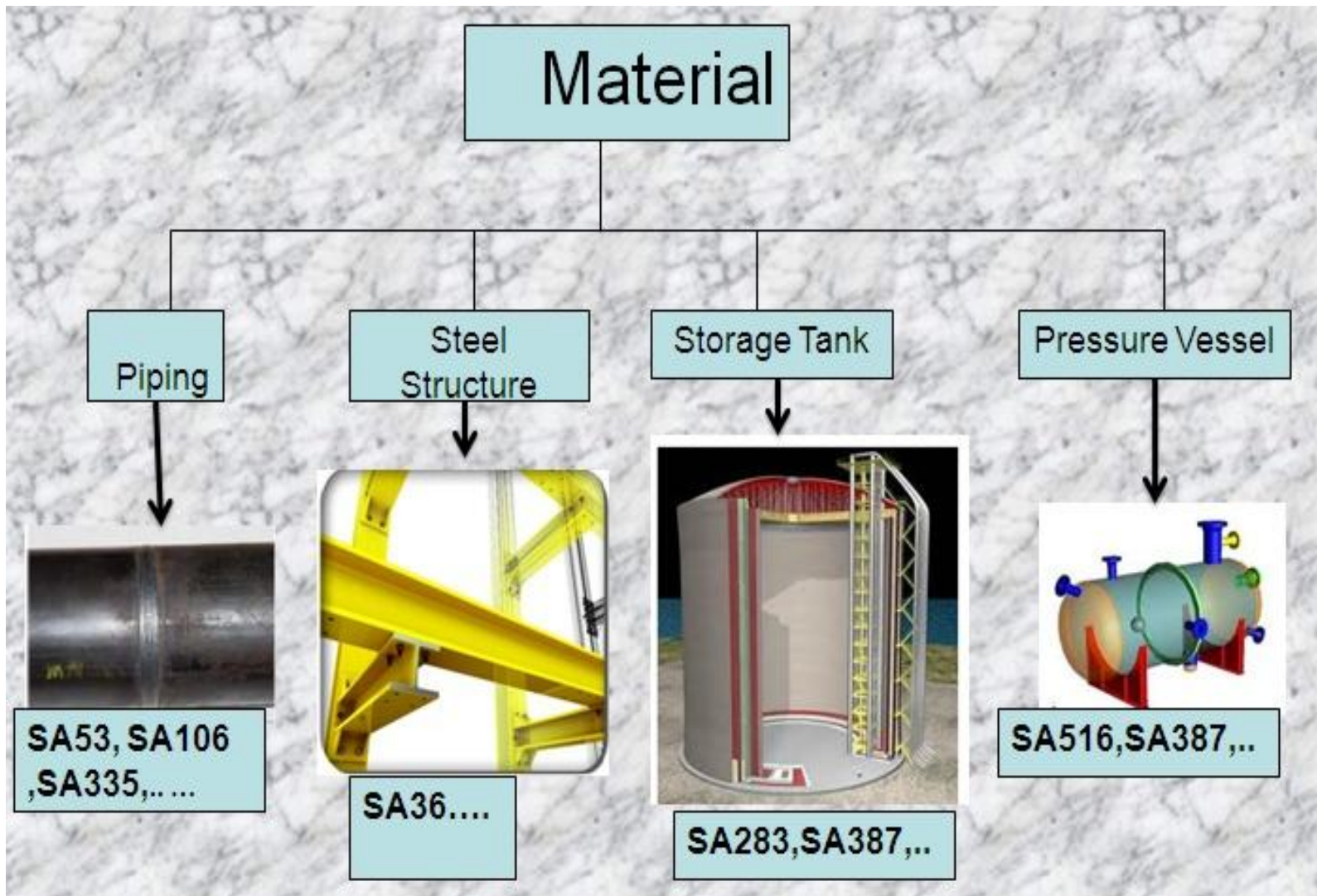


Socket weld end

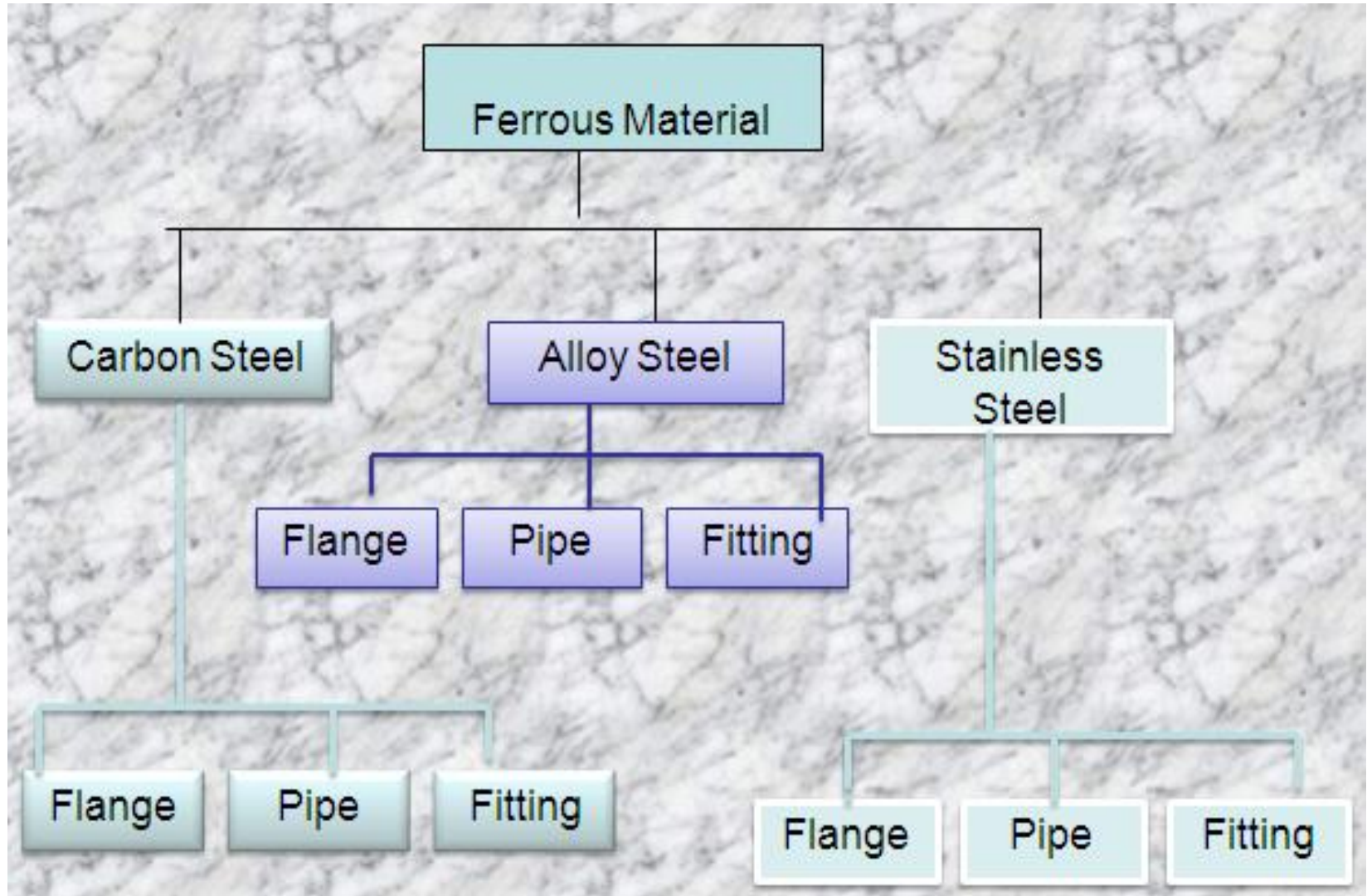


Type Of Socket Weld And Thread Fitting

Metal And Metal Alloy



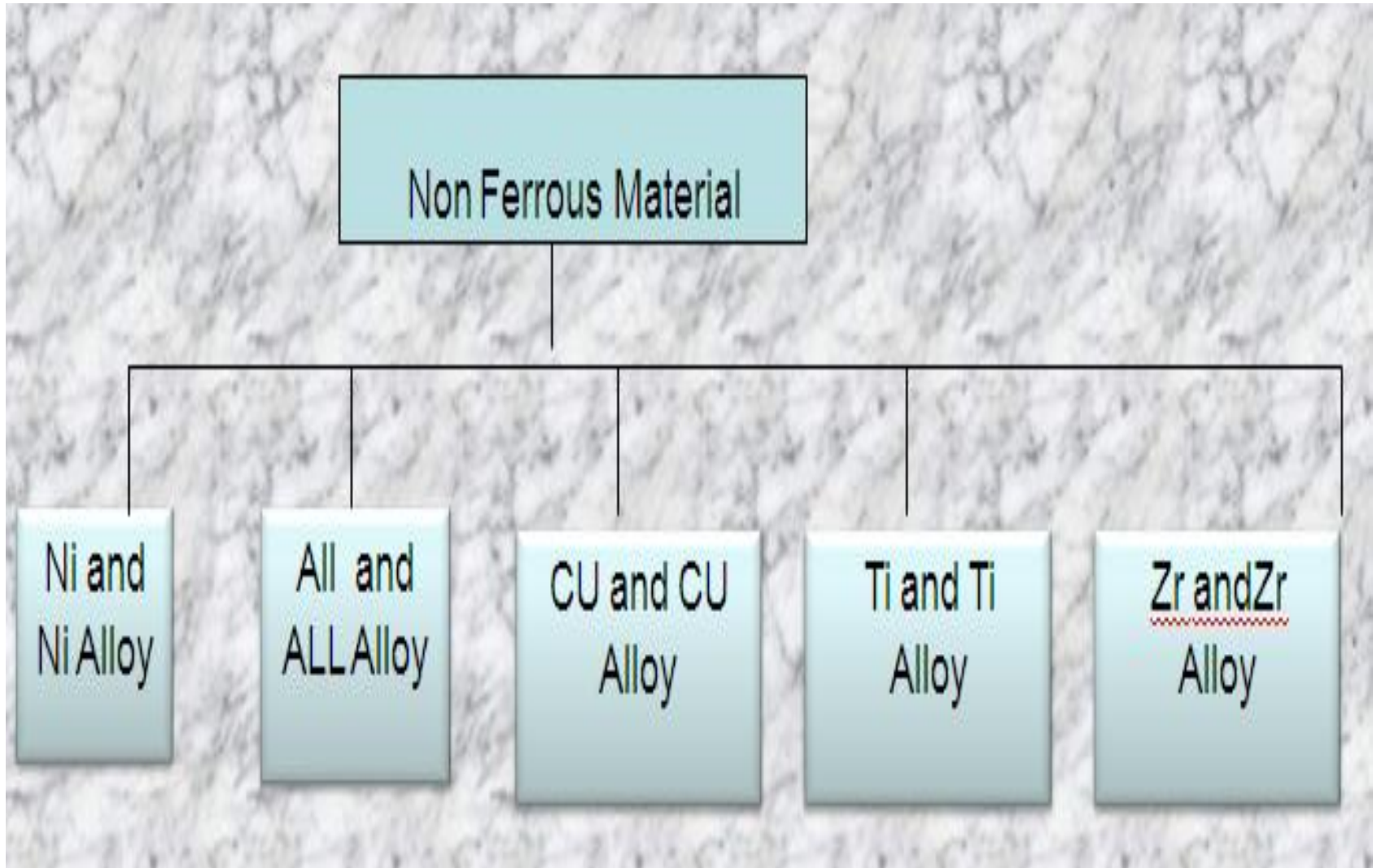
Metal And Metal Alloy



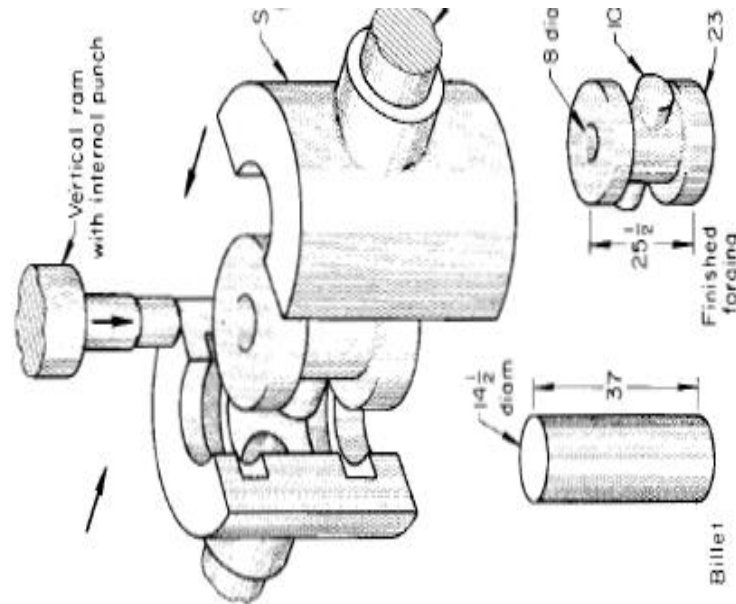
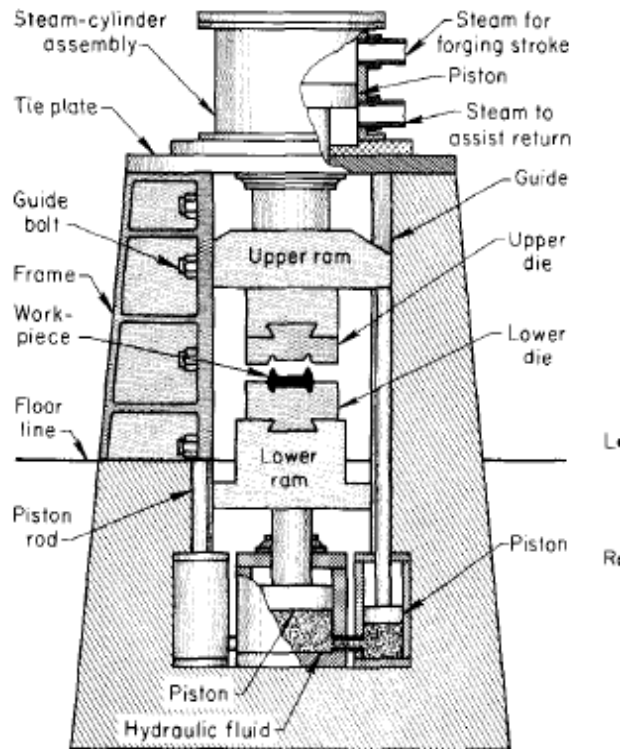
Example Of Chemical Analysis For Ferrous Metal

% C	Mn %	Si %	S%	P%	Cr%	Ni%	Mo%	Oth%	Fe%	Type
0.3	0.5	0.2	.03	.03	0.1	0.2	0.1	.05	98.49	CS
0.4	1.6	0.1	.05	.05	0.2	0.1	0.2	.04	97.26	CS
0.3	1	0.6	.04	.05	1.5	0.5	0.25	0	95.7	AS
0.2	1.1	0.5	.04	.03	2.25	1	0.5	.03	93.72	AS
0.4	0.8	0.9	.02	.04	4.5	1.2	0.2	.08	91.86	AS
0.5	1.2	0.3	.05	.05	9	1	0.5	.03	87.37	AS
.08	1	0.1	.03	.03	12	4	1	0.1	81.69	SS
.03	0.5	0.2	.04	.03	18	8	2	0.2	71.03	SS
.06	0.53	0.2	.03	.04	25	9	0	0.2	65.03	SS
.04	0.8	0.4	.02	.03	32	10	2	0.8	53.9	SS

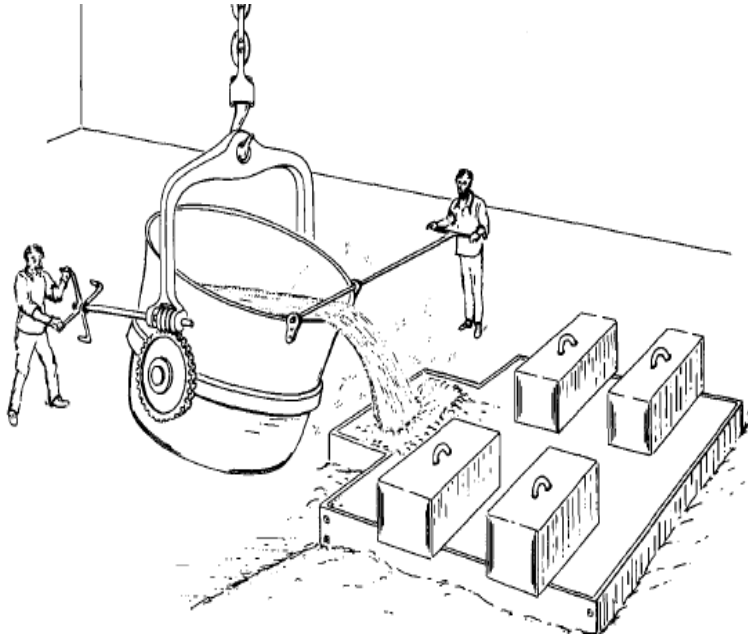
Metal And Metal Alloy



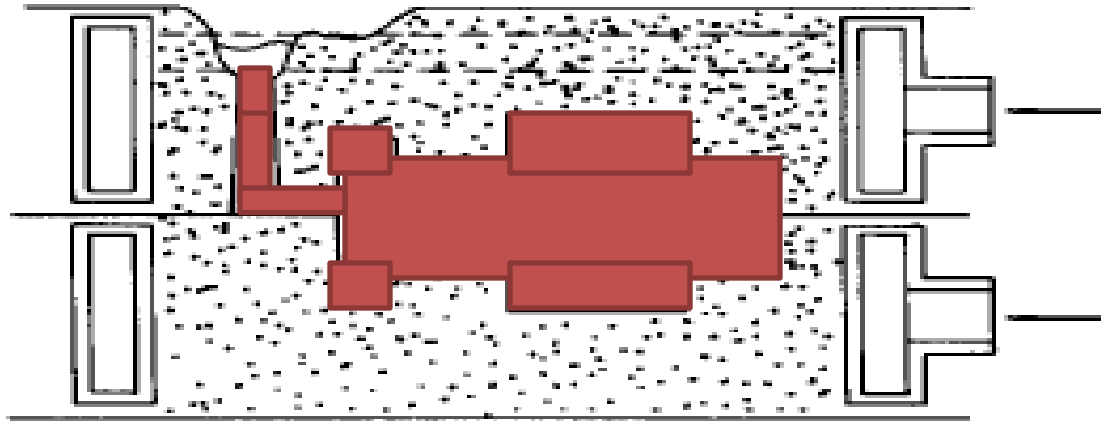
Metal Forming/Forging



Forging is a [manufacturing process](#) involving the shaping of metal using localized compressive forces. Forging is often classified according to the temperature at which it is performed: "cold", "warm", or "hot" forging. Forged parts can range in weight from less than a kilogram to 580 metric tons. Forged parts usually require further processing to achieve a finished part.



Casting is a [manufacturing](#) process by which a liquid material is usually poured into a [mold](#), which contains a hollow cavity of the desired shape, and then allowed to solidify. The solidified part is also known as a casting, which is ejected or broken out of the mold to complete the process. Casting materials are usually metals or various *cold setting* materials that [cure](#) after mixing two or more components together; examples are [epoxy](#), [concrete](#), [plaster](#) and [clay](#). Casting is most often used for making complex shapes that would be otherwise difficult or uneconomical to make by other methods.^[1]

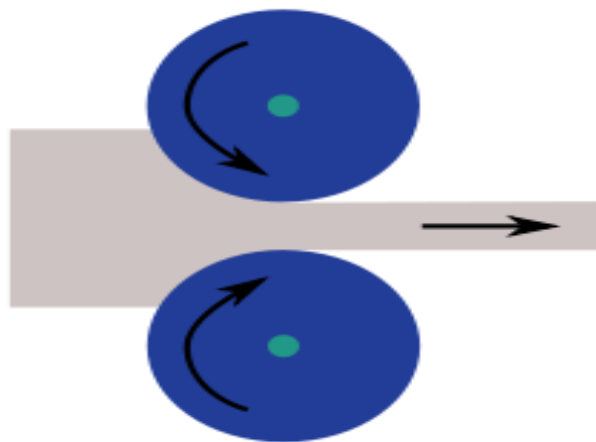
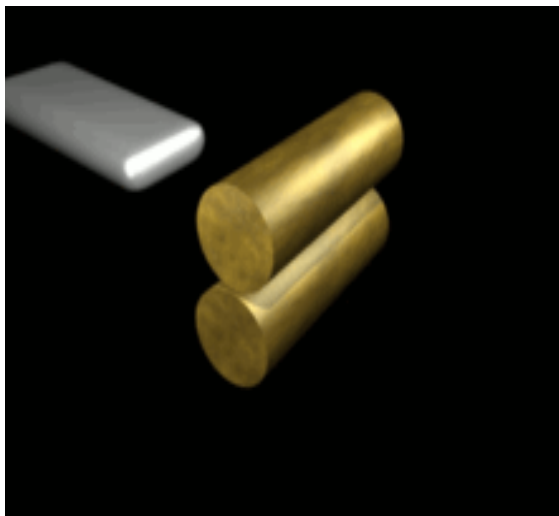


Advantage and disadvantage:

Metal casting is a process highly adaptable to the requirements of mass production. Large numbers of a given casting may be produced very rapidly. For example, in the automotive industry hundreds of thousands of cast engine blocks and transmission cases are produced each year.

Extremely large, heavy metal objects may be cast when they would be difficult or economically impossible to produce otherwise. Large pump housing, valves, and hydroelectric plant parts weighing up to 200 tons illustrate this advantage of the casting process.

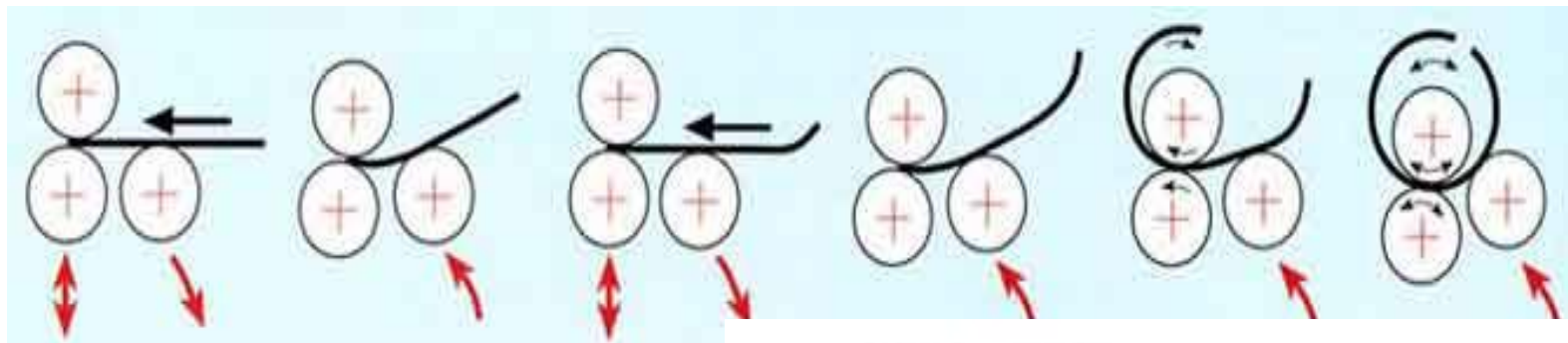
Mechanical Property and Surface Finished Is Not as Forged and Also Weld ability Is So Weak and have more sensivity for Cracking



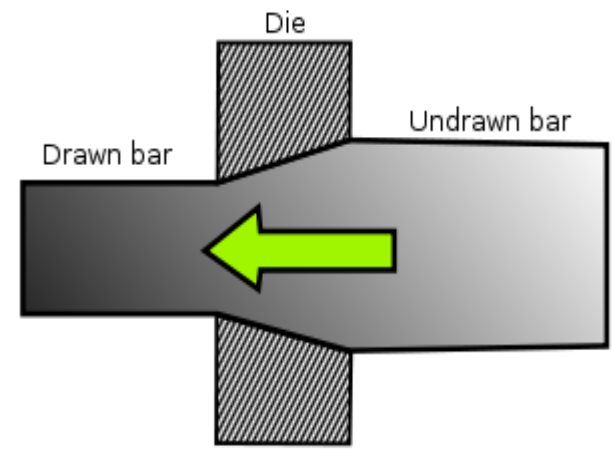
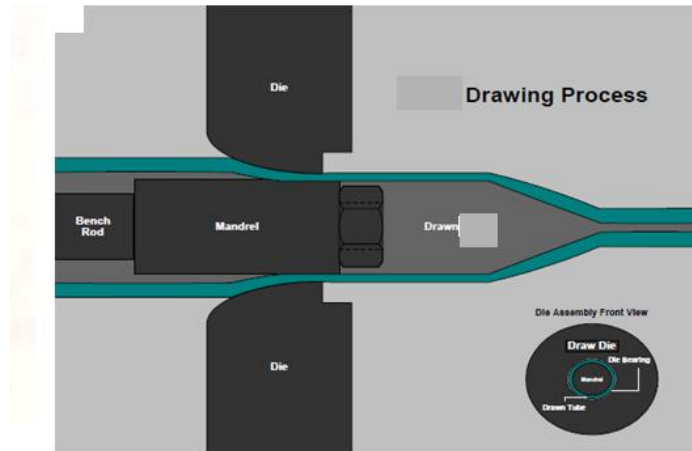
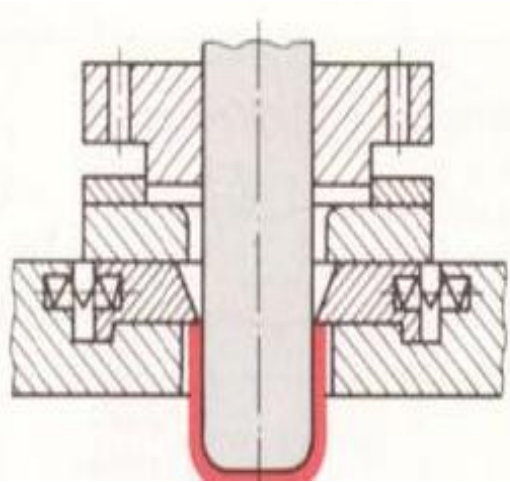
rolling is a [metal forming](#) process in which metal stock is passed through a pair of rolls. Rolling is classified according to the temperature of the metal rolled. If the temperature of the metal is above its [recrystallization](#) temperature, then the process is termed as **hot rolling**. If the temperature of the metal is below its recrystallization temperature, the process is termed as **cold rolling**. In terms of usage, hot rolling processes more tonnage than any other manufacturing process and cold rolling processes the most tonnage out of all [cold working](#) processes¹

There are many types of rolling processes, including *ring rolling*, *roll bending*, *roll forming*, *profile rolling*, and *controlled rolling*.

Metal Forming/Rolling/Roll Bending

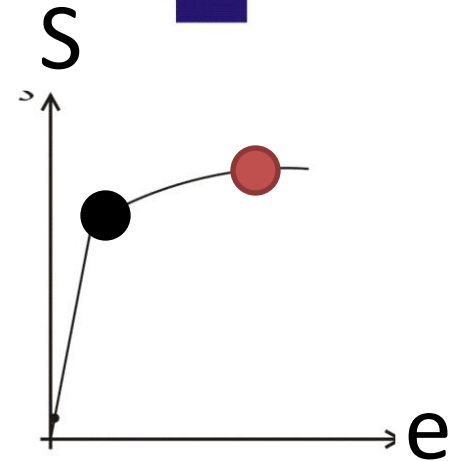
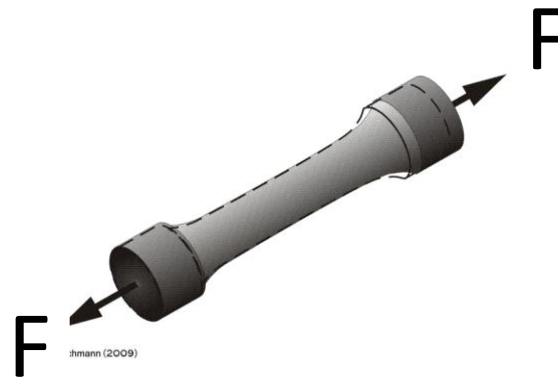
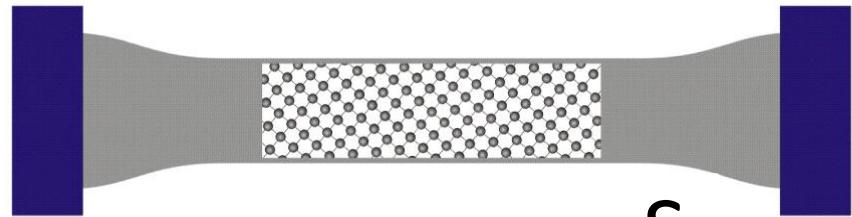
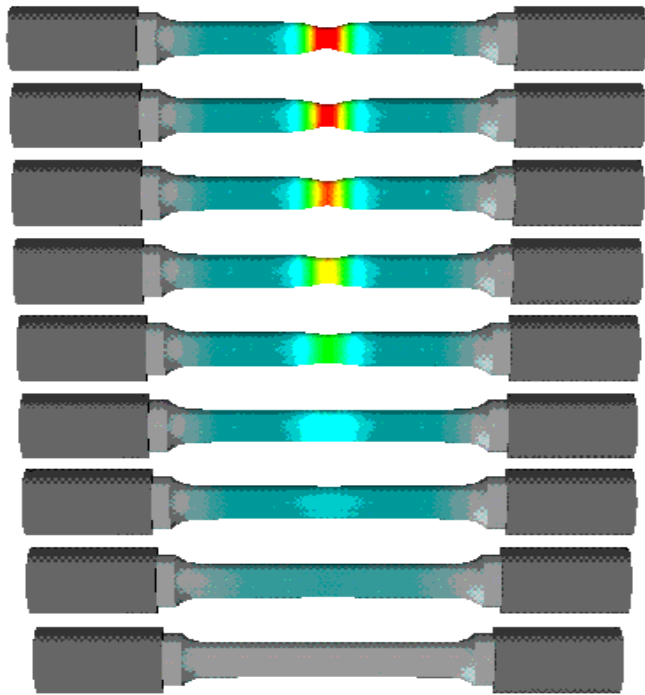


Roll forming, roll bending or plate rolling is a continuous bending operation in which a long strip of metal (typically coiled steel) is passed through consecutive sets of rolls, or stands, each performing only an incremental part of the bend, until the desired cross-section profile is obtained. Roll forming is ideal for producing parts with long lengths or in large quantities. There are 3 main processes: 4 rollers, 3 rollers and 2 rollers, each of which has as different advantages according to the desires specifications of the output plate.



Drawing is a [metalworking](#) process which uses [tensile](#) forces to stretch metal. It is broken up into two types: sheet metal drawing and wire, bar, and tube drawing. The specific definition for sheet metal drawing is that it involves plastic deformation over a curved axis. For wire, bar, and tube drawing the starting stock is drawn through a [die](#) to reduce its diameter and increase its length. Drawing is usually done at room temperature, thus classified a [cold working](#) process, however it may be performed at elevated temperatures to [hot work](#) large wires, rods or hollow sections in order to reduce forces.^{[1][2]}

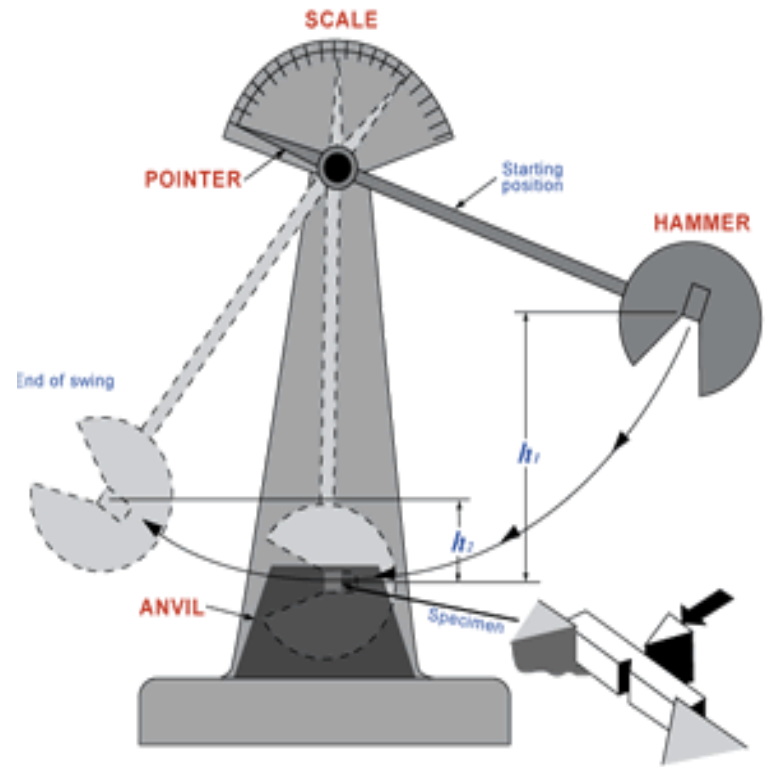
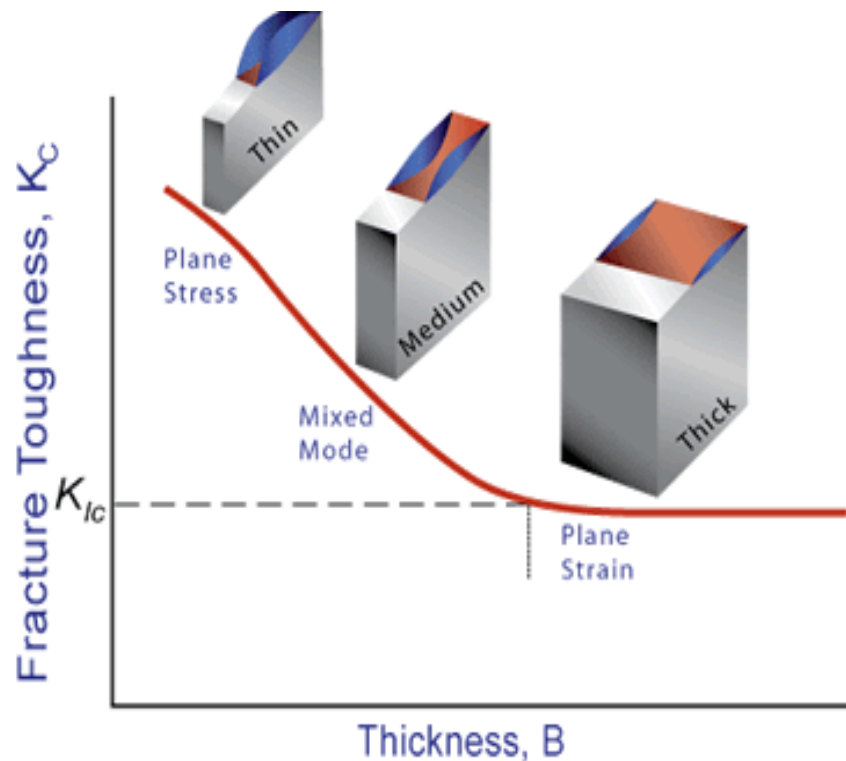
Mechanical Property/Tensile



One Test that is widely used and recognized The Beneath Property.

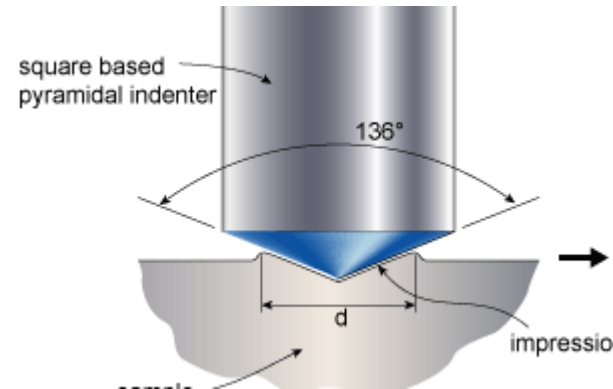
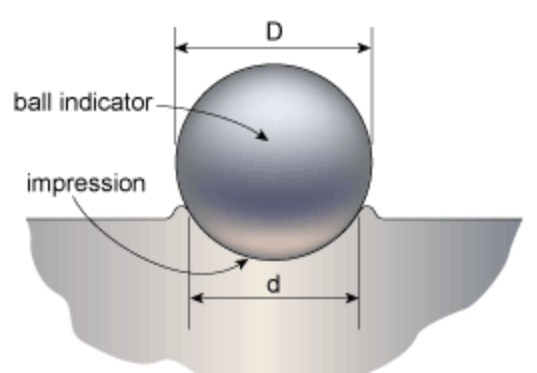
- Yield Strength (YS) ●
- Ultimate Tensile Strength (UTS) ●
- elongation(e)= $[(L-L_0)/L_0] \times 100$ -
- $S = \text{Stress} = F/A$

Mechanical Property/Toughness



The Charpy and Izod type tests bring out notch behavior (brittleness versus ductility) by applying a single overload of stress. The energy values determined are quantitative comparisons on a selected specimen but cannot be converted into energy values that would serve for engineering design calculations. The notch Behavior indicated in an individual test applies only to the specimen size, notch geometry, and testing Conditions Involved and cannot be generalized to other sizes of specimens and conditions

Relative Standard: ASME II PART A SA 370

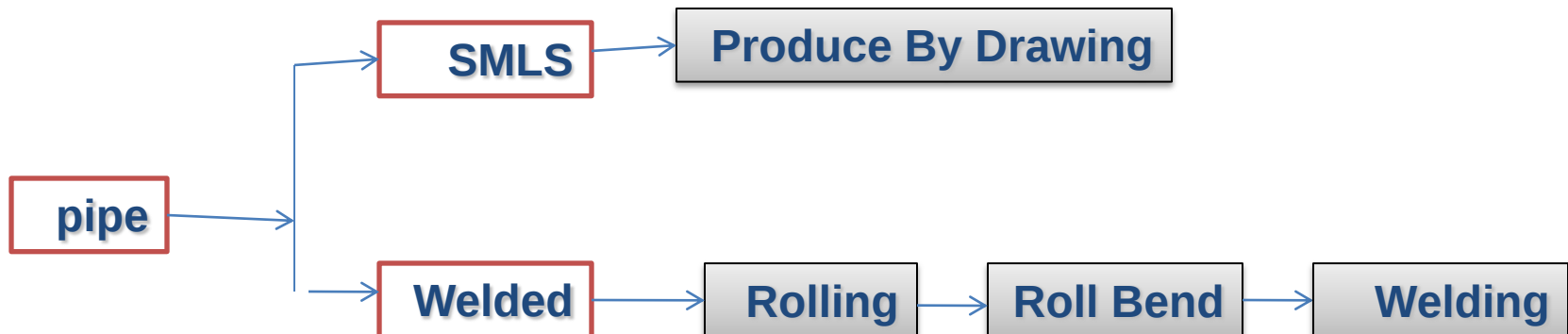


The hardness of a material can have a number of meanings depending upon the context, which in the case of metals generally means the resistance to indentation. There are a number of test methods of which only the Brinell, Vickers and portable hardness testing will be covered in this article

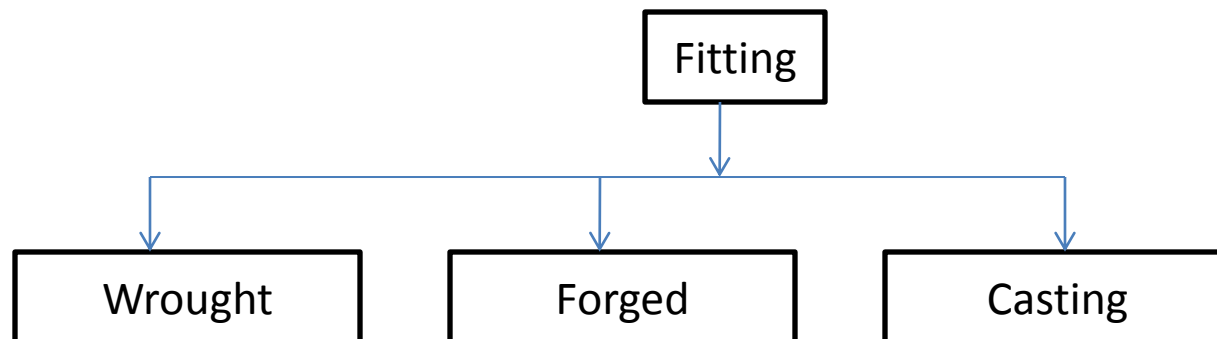
Relative Standard:ASME II PART A SA 370



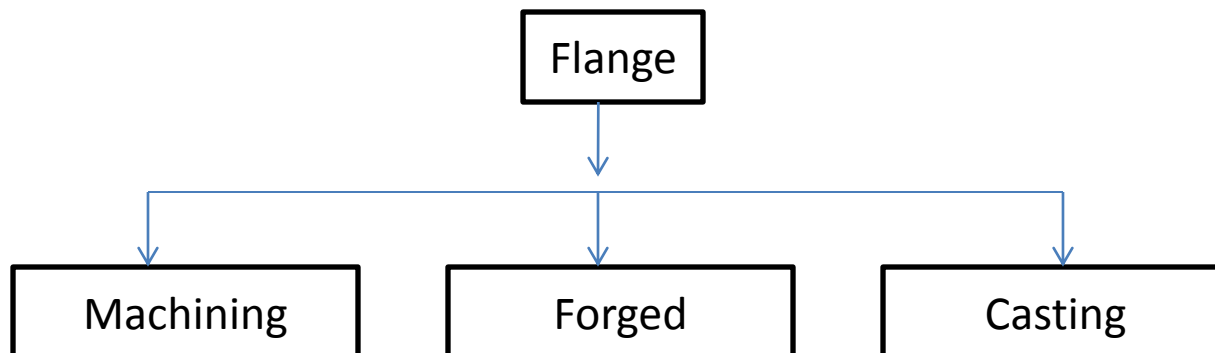
There Is Some
Exception also As
Centrifugal Cast Pipe



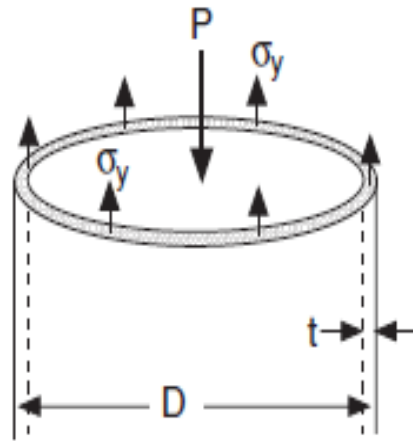
Various Equipment And Shape In oil, Gas and Petrochemical industry



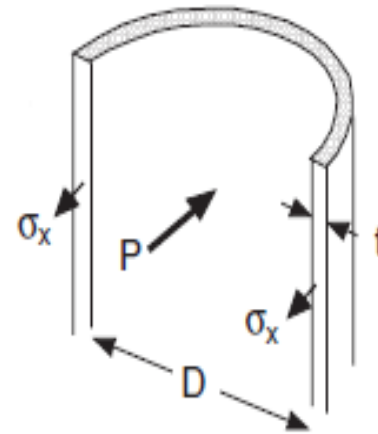
**Various Equipment And Shape In oil,
Gas and Petrochemical industry**



Sample Of Calculation



(a)



(b)

✓Hoop Stress

✓Longitudinal Stress



✓Standard Construction
, Manufacture,...= Hoop
Stress

✓FFS, Actual=Vector
Sum

EXAMPLE : A thin-wall tube with closed ends is subjected to a maximum internal pressure of 35 MPa in service. The mean radius of the tube is 30 cm.

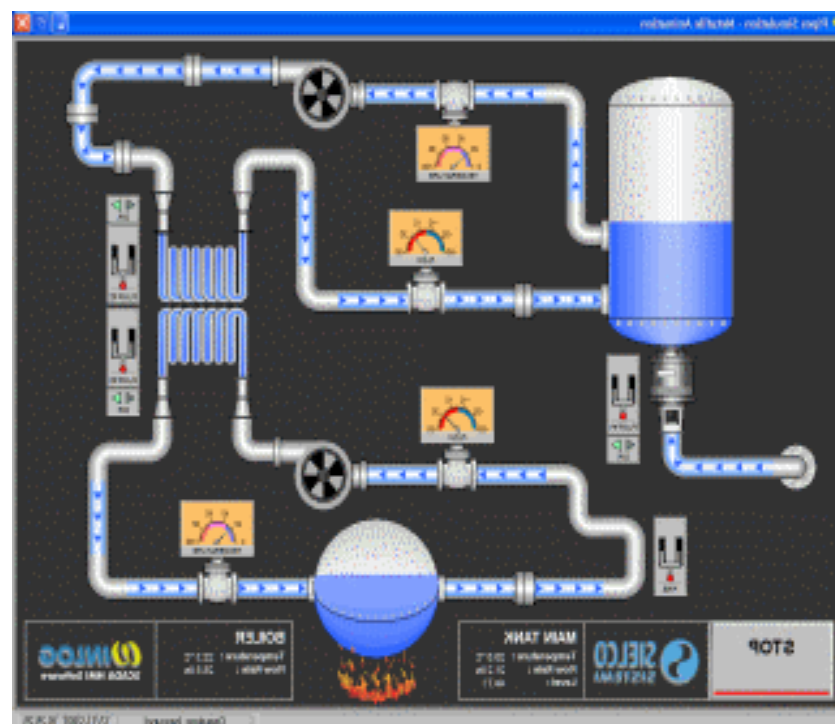
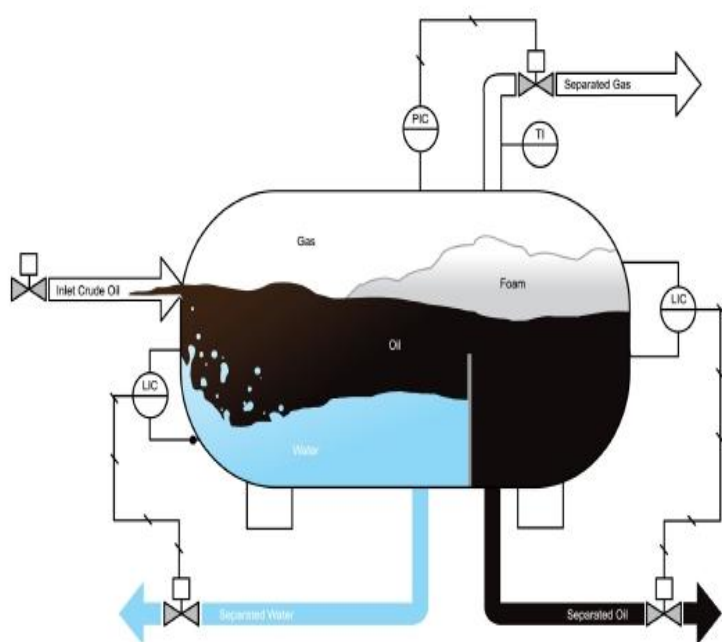
- (a) If the tensile yield strength is 700 MPa, what minimum thickness must be specified to prevent yielding?
- (b) If the material has a yield strength in shear of $k = 280$ MPa, what minimum thickness must be specified to prevent yielding?

SOLUTION:

- (a) Hoop stress, $\sigma_1 = Pr/t = 35(30 \text{ cm})/t = \sigma_{\max}$, longitudinal stress $= \sigma_2 = Pr/(2t) = (35 \text{ MPa})(30 \text{ cm})/(2t)$, $\sigma_{\max}$ = thickness stress, $\sigma_3 \approx 0$. Yielding occurs when $\sigma_1 = 700$, or $t = (35 \text{ MPa})(30 \text{ cm})/(700 \text{ MPa}) = 1.5 \text{ cm}$.
- (b) $\sigma_1 - \sigma_3 = 2k = 560 \text{ MPa}$ at yielding, so yielding occurs when $t = (35 \text{ MPa})(30 \text{ cm})/(560 \text{ MPa}) = 1.875 \text{ cm}$.

تعاریف اولیه و آشنایی کلی با ظروف تحت فشار

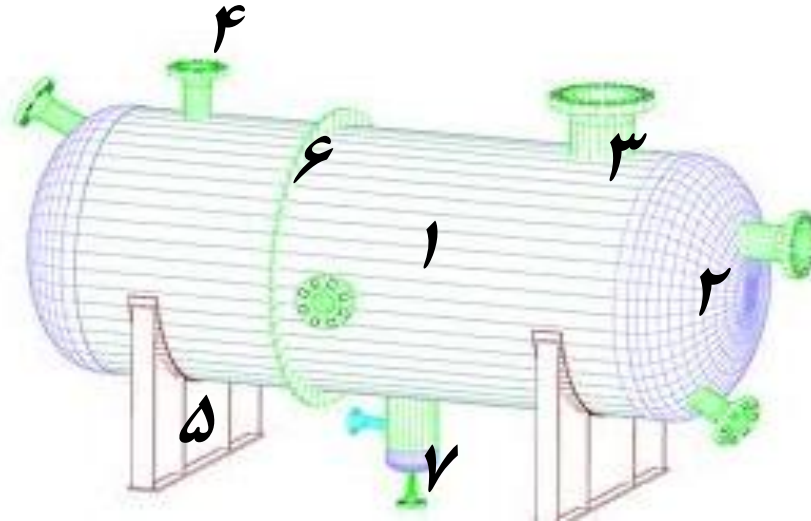
- ✓ مخزن تحت فشار، یک نوع ظرف بسته است که جهت نگهداری گاز یا مایع در راستای انجام فرایندهای مورد نیاز در صنایع نفت، گاز، پتروشیمی، تاسیساتی و ... مورد استفاده قرار می گیرد.



تعاریف اولیه و آشنایی کلی با ظروف تحت فشار

Vessel Part

- 1-Shell
- 2-Head
- 3-Nozzel
- 4-Flange
- 5-Saddel
- 6-Insulating Ring
- 7-Boot
- 8- Demister Pad

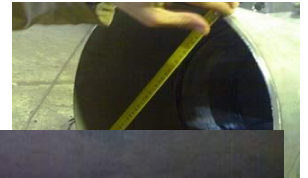


Pressure Vessel Type

- Process Vessels
- Filter Housings
- Surge Tanks
- Heat Exchanger
- Air Receivers
- Reactor Vessels

تعاریف اولیه و آشنایی کلی با ظروف تحت فشار

- ✓ **Mill Under tolerance of Plates and Pipes**
- ✓ **Tolerances for Formed Heads**
- ✓ **Out of Roundness of shell**
- ✓ **Nozzles and attachments Orientation**
- ✓ **Nozzles and attachments Projection**
- ✓ **Nozzles and attachments elevation**
- ✓ **Nozzles and attachments levelness**
- ✓ **Weld mismatch**
- ✓ **Weld reinforcement**

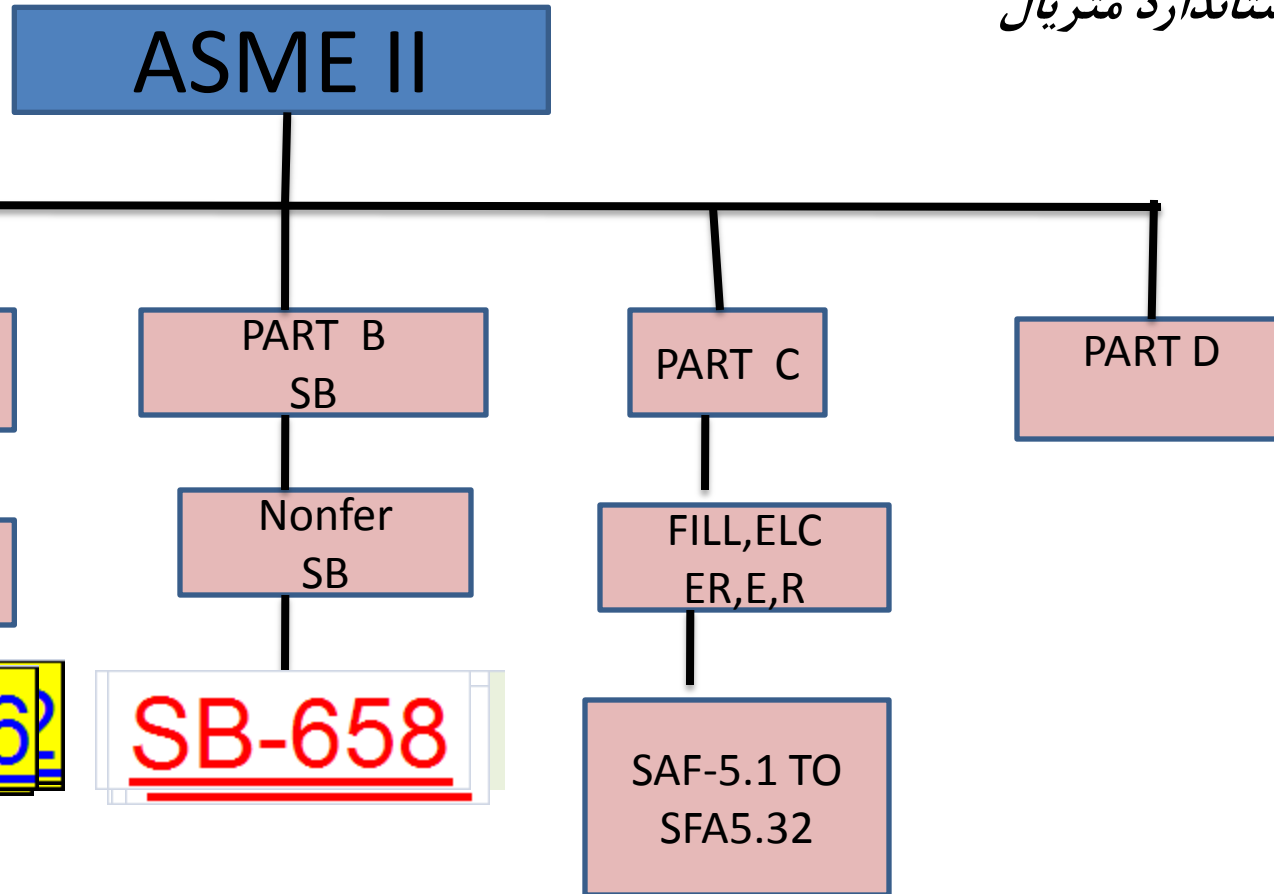


تعاریف اولیه و آشنایی کلی با ظروف تحت فشار

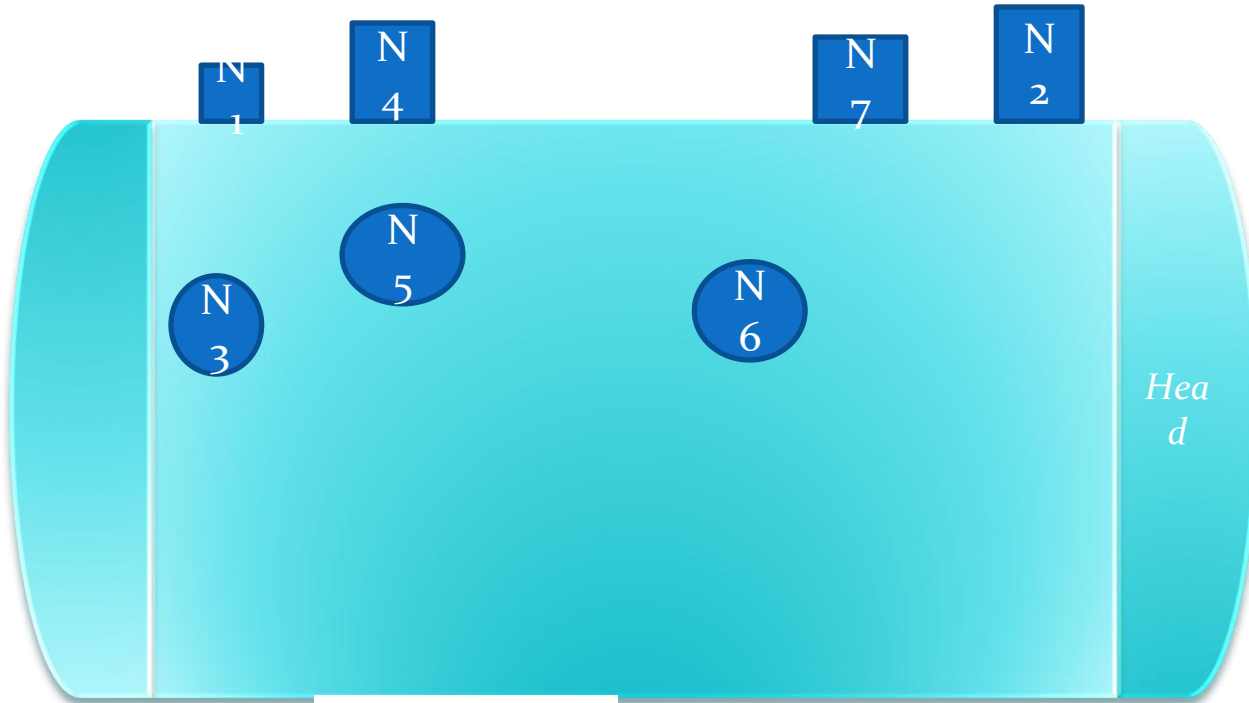
مراحل انتخاب متریال

✓ مشخص کردن نوع سیال از نظر واکنشهای خوردگی دما

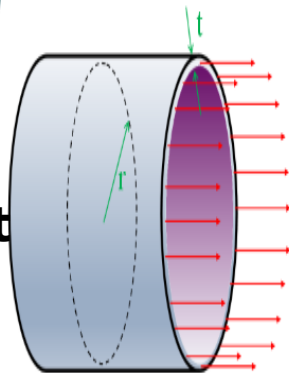
✓ مراجعه به استاندارد متریال



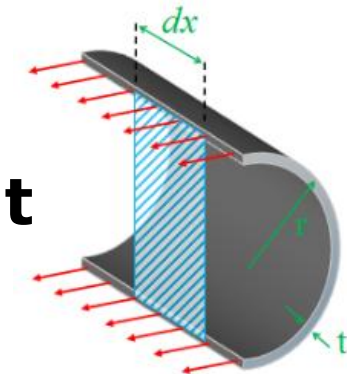
تعاریف اولیه و آشنایی کلی با ظروف تحت فشار



$$\sigma_e = PD / 4 t$$



$$\sigma_h = PD / 2 t$$



Relative Cod And Standard

- | | |
|------------------------------------|-----------------------|
| | 1. Bolting And Thread |
| | 2. Fittings, |
| | 3. Flange |
| a) Dimensional Requirements | 4. Valve |
| b) Ratings of Components | 5. Pipe |
| c) Material Specification Standard | 6. Tubes |
| | 7. Gasket |
| | 8. Kit and Joint |
| | 9. Plate |

End Of General Requirements

ASME VIII-Div1-2017

(۲)

Part U, UG

تهیه و ارایه : یوسف اکبری

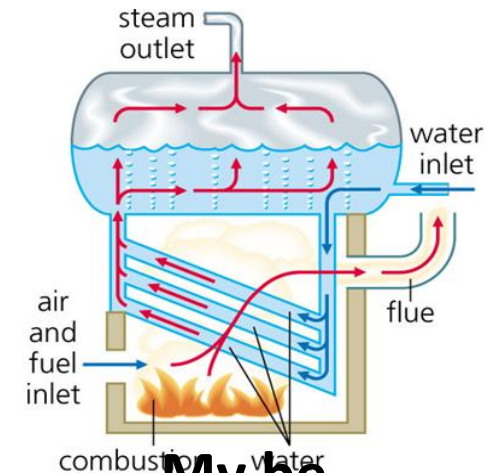
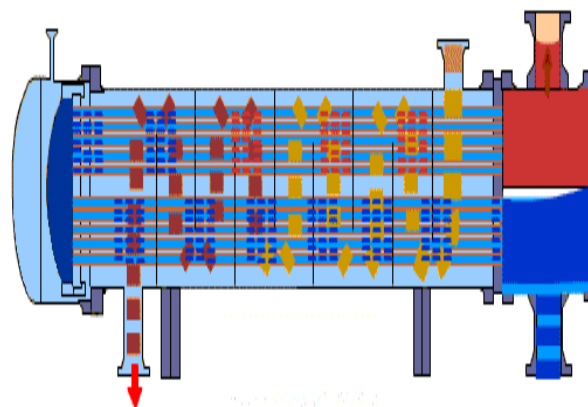
Introduction

Vessel Committee was superseded by the following committees:

- (a) Committee on Power Boilers (I)
- (b) Committee on Materials (II)
- (c) Committee on Construction of Nuclear Facility Components (III)
- (d) Committee on Heating Boilers (IV)
- (e) Committee on Nondestructive Examination (V)
- (f) Committee on Pressure Vessels (VIII)
- (g) Committee on Welding, Brazing, and Fusing (IX)
- (h) Committee on Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels (X)
- (i) Committee on Nuclear In-service Inspection (XI)
- (j) Committee on Transport Tanks (XII)
- (k) Technical Oversight Management Committee (TOMC)

either internal or external Pressure	هم برای فشار داخلی و هم فشار خارجی
judgments must never be used to overrule mandatory requirements or specific prohibitions	قضاوت و تفسیر در خصوص موارد اجباری و در جاهاییکه فعالیت هایی منع شده اند ممنوع می باشد
Mandatory Appendices, and Nonmandatory Appendices	ضمیمه ها یا اجباری هستند یا غیر اجباری
This Division is divided into three Subsections	دارای سه بخش فرعی می باشد
Subsection A consists of Part UG, : general requirements applicable to all pressure vessels	بخش A : پارت UG را شامل می شود که در خصوص الزامات عمومی برای همه انواع ظروف تحت فشار می باشد.
SubsectionB :covers specific requirements that are applicable to the various methods used in the fabrication of pressure vessels.It consists of Parts UW, UF, and UB	بخش B : الزامات ویژه برای ساخت ظروف تحت فشار با روش های مختلف را بیان می کند. پارت های UW,UB,UF
SubsectionC : specific requirements applicable to the several classes of materials used in pressure vessel construction. Parts UCS, UNF, UHA, UCI, UCL, UCD, UHT, ULW, ULT, Part UIG	بخش C :الزامات ویژه برای ساخت ظروف با کلاس های متنوع متریال، حالت های خاص مانند ظروف تحت فشار دارای پوشش فلزی ، مبدل ها و...
The Mandatory Appendices address specific subjects not covered elsewhere in this Division, Nonmandatory Appendices provide information and suggested good practices	ضمیمه های اجباری موضوعات اضافی و تکمیلی که در متن استاندارد به آن اشاره نشده است را بیان می کند و ضمیمه های غیر اجباری اطلاعات و فرضیاتی جهت بهینه شده فعالیت را عنوان می کند

scope of other Sections, tubular heaters, pumps, compressors, turbines, generators, engines, and...., Transportation, piping components		ظروف تحت فشار یکه تحت دامنه کاری استاندارد های دیگر هستند، پمپ، کمپرسور، ظروف تحت فشار سیار، لوله های فرایندی و اجزای آنها	
a vessel for containing water under pressure, including those containing air the compression of which serves only as a cushion, when none of the following limitations are exceeded: (-1) a design pressure of 300 psi (2 MPa); (-2) a design temperature of 210°F (99°C);		ظروف حاوی آب و هوای فشرده به شرطی که فشار بزرگتر از 300psi و دما بزرگتر از ۹۹ درجه سانتیگراد باشد. به نوعی یکی از دو شرط مذکور وجود داشته باشند.	
Pressure<15psi, Pressure>3000psi	Inside Diameter<6in	محدودیت قطر	محدودیت فشار

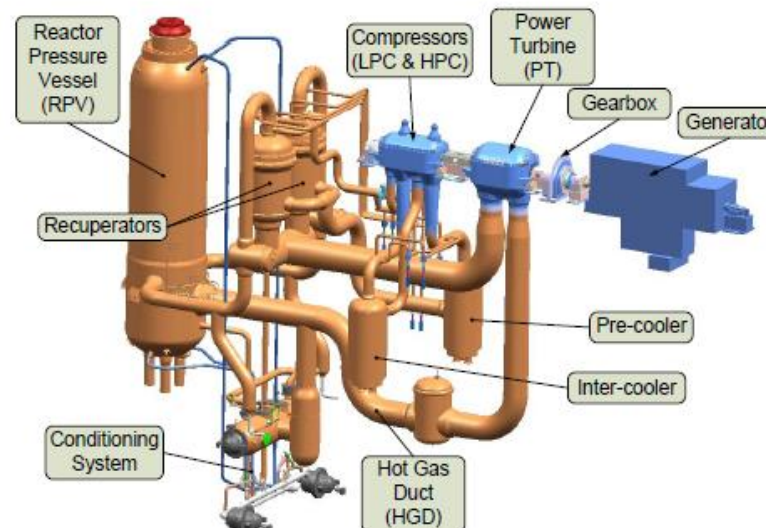


may be exempted from inspection by Inspectors, as defined in [UG-91](#), provided that they comply in all other respects with the requirements of this Division:

- (1) 5 ft³ (0.14 m³) in volume and 250 psi (1.7 MPa) design pressure; or
- (2) 3 ft³ (0.08 m³) in volume and 350 psi (2.4 MPa) design pressure;
- (3) 1 1/2 ft³ (0.04 m³) in volume and 600 psi (4.1 MPa)

ظروف تحت فشاری که دارای حجم و فشار کمتر از مقادیر ذیل هستند. ممکن است در الزامات بازرسی خارج از محدوده این استاندارد باشند ولی سایر الزامات این استاندارد باید برای آنها رعایت شود.

- ۱- حجم کمتر از چهارده صدم متر مکعب و فشار کمتر از ۷/۱ مگا پاسکال
- ۲- حجم کمتر از هشت صدم متر مکعب و فشار کمتر از ۴/۲ مگا پاسکال
- ۳- حجم کمتر از چهار صدم متر مکعب و فشار کمتر از ۱/۴ مگا پاسکال



Such consideration shall include but shall not be limited to the following:

1. the need for corrosion allowances
2. the definition of lethal services
3. the need for post weld heat treatment
4. for pressure vessels in which steam is generated
5. the degree of nondestructive examination
6. Responsibilities
7. details of design and construction
8. Factory, Field Test
9. Data Sheet of Vessel
10. measurement and test equipment, drawings, welding procedure specifications, welding procedure, and performance qualifications, and other, fabrication documents may be in U.S. Customary, SI

برخی از مواردی که می بایست مد نظر قرار گیرند. البته الزامات محدود به آیتم های ذیل نیستند.

1. خوردگی مجاز
2. تعریف سمی بودن سیال
3. احتیاج به عملیات حرارتی بعد از جوشکاری
4. برای ظروف تحت فشاری مولد بخار
5. مسولیت ها
6. درصد و درجه آزمون های غیر مخرب
7. جزییات طراحی، ساخت و نصب
8. آزمون مورد نیاز در کارخانه های ساخت کالا و در سایت
9. چک لیست داده های طراحی، ساخت و نصب
10. واحد های اندازه گیری در طراحی، دستورالعمل ها، نقشه ها، اسپک ها، اجرا و... ممکن است هم با واحد های اندازه گیری اروپایی و هم آمریکایی باشند.

SUBSECTION A GENERAL REQUIREMENTS

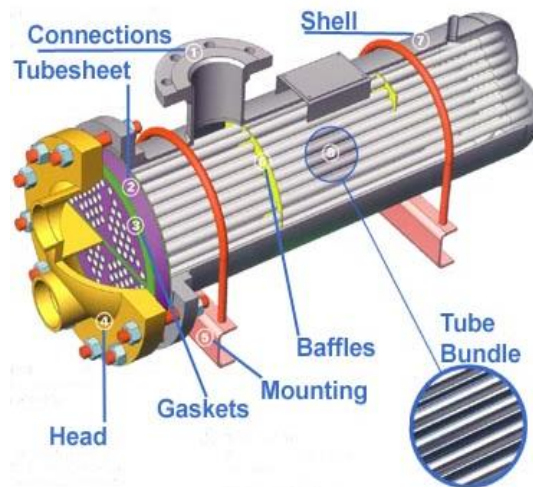
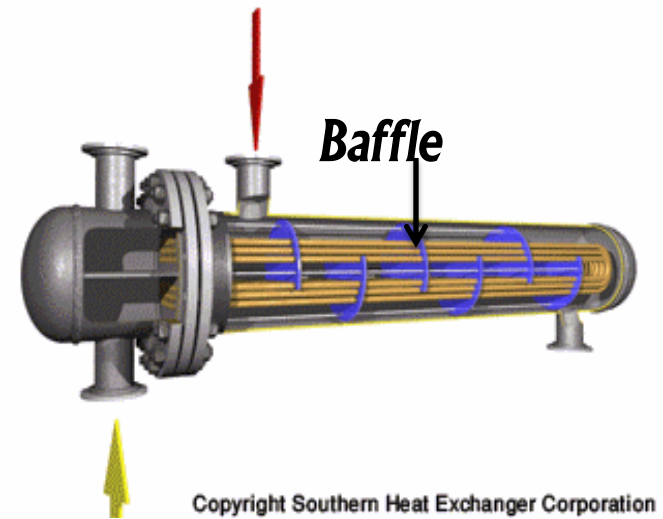
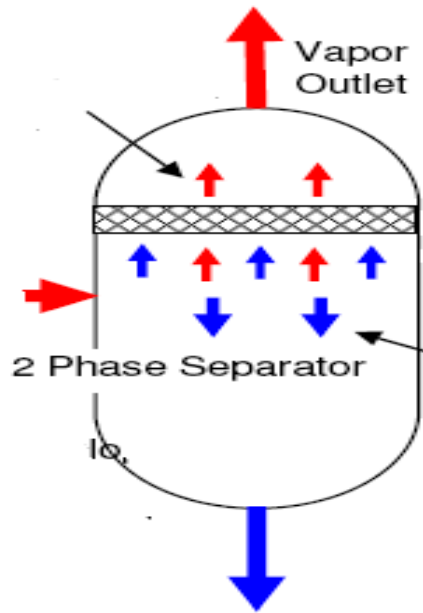
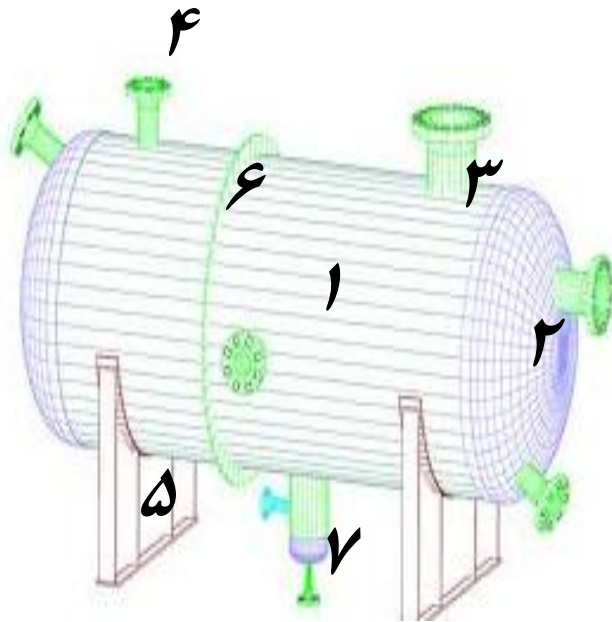
بخش قسمت A: الزامات عمومی

PART UG GENERAL REQUIREMENTS FOR ALL METHODS OF CONSTRUCTION AND ALL MATERIALS

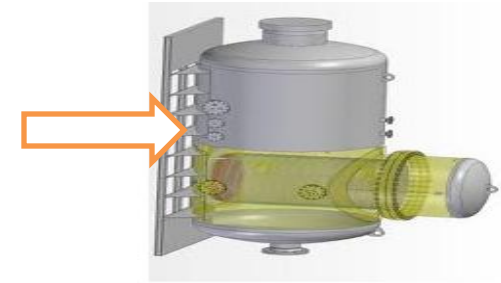
پارت UG : الزامات عمومی برای ساخت و
متریال

UG-1 SCOPE

دامنه کاربرد



Material



Pressure Part
تحت فشار

Non Pressure Part
تحت فشار نیستند

**shall conform
to one of the specifications given in
Section II, Part D, Subpart 1, Tables
1A, 1B, and 3, Exemptions is in
UG-9, UG-10, UG-11, UG-15,
Part UCS, Part UIG**

رعایت همه الزامات اسپیک
ASME II-Part D-Sub 1
حتی زیر نویس جداول سه جدول مذکور
الزامی است. استثناهایی در بخش هایی از
VIII وجود دارد. که در ادامه عنوان می شوند.

need not conform to the
specifications for the
Material, but if attached to the
vessel by welding shall be of
weldable quality

لارم نیست که الزامات اسپیک های متریال را
پوشش دهند و اگر به بخش های تحت فشار
جوش می شوند صرفا کیفیت جوش پذیری
آنها بایستی مشخص شود.

MATERIALS:UG-5 -9

UG5:Plat ورق	pressure parts	اجزای تحت فشار
	shall conform specifications in Section II	می بایست در ASME II تعریف شده باشد
UG: Forging فرجینگ	SA-105, SA-181, SA-182 ,SA-350, SA-403, and SA-420	
	ممکن است به عنوان تیوب شیت و یا بخشی از بدنده ظرف استفاده شوند در این صورت می بایست الزامات این استاندارد را دارا باشند.	
	tension test specimen	وزن بزرگتر از ۲۲۵۰ کیلو گرم. از هر شماره ذوب یک نمونه تست کشش
	نمونه تست کشش	وزن بزرگتر از ۴۵۰۰ کیلو گرم از هر شماره ذوب دو نمونه تست کشش
UG7:Casting ریخته گری	casting quality factor	فاکتور کیفیت قطعات ریختگی



MATERIALS:UG-5 -9

UG8:PIPE AND TUBES لوله و تیوب	Pipe and tubes of seamless or welded Conforming to one of the specifications given in Section II may be used for shells and other parts of pressure vessels	لوله و تیوب هایی که بر اساس ASME II می باشند ممکن است برای بدنه و یا سایر بخش های ظرف تحت فشار استفاده شوند
	Fin Tube: internal pneumatic test of not less than 250 psi (1.7 MPa) for 5 sec	
	تست هوا در حداقل فشار 250psi انجام شود.	
UG-9 WELDING MATERIALS فیلرو الکتروود	ASMIX Requirements	الزامات مربوط به دستورالعمل
	ASME II –C Requirements	الزامات ساخت الکتروود

UG-10	
MATERIAL IDENTIFIED WITH OR PRODUCED TO A SPECIFICATION NOT PERMITTED BY THIS DIVISION, AND MATERIAL NOT FULLY IDENTIFIED	متریالی که نام و مشخصه فنی آنها از طریق شماره اسپیک یا روش تولید مشخص شده است قابل استفاده برای ظروف فشار طراحی و ساخته شده در این استاندارد نیستند. و همچنین متریالی که نام و مشخصه آنها کاملاً نامعلوم است.

بر اساس ASME II متریال با شماره اسپیک و گراید مشخصی تعریف می شوند. به عنوان مثال وقتی که عنوان می شود A106 Gr B در اسپیک مربوط به آن تعریف شده است. که نوع مذاب اولیه برای لقمه اولیه، عملیات حرارتی های مورد نیاز، خواص مکانیکی، آنالیز شیمیایی و ... به چه صورت هستند. منظور این است که همه موارد مذکور با توجه به گواهینامه ها و مارکینگی که توسط خود سازنده کالا ارایه می شود مشخص باشد. و صدور گواهینامه توسط هیچ سازمانی غیر از سازنده مجاز نمی باشد.

UG-11

PREFABRICATED OR PREFORMED
PRESSURE PARTS FURNISHED WITHOUT
A CERTIFICATION MARK

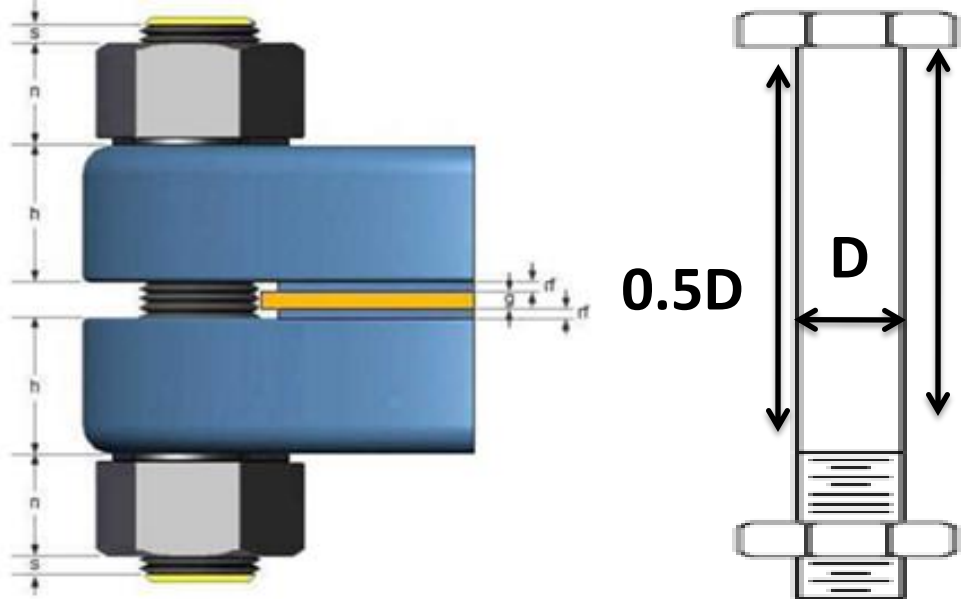
اجزای تحت فشار که ساخته شده و مارک و
گواهی نشده اند و یا امکان مارک یا گواهی آن
وجود ندارد



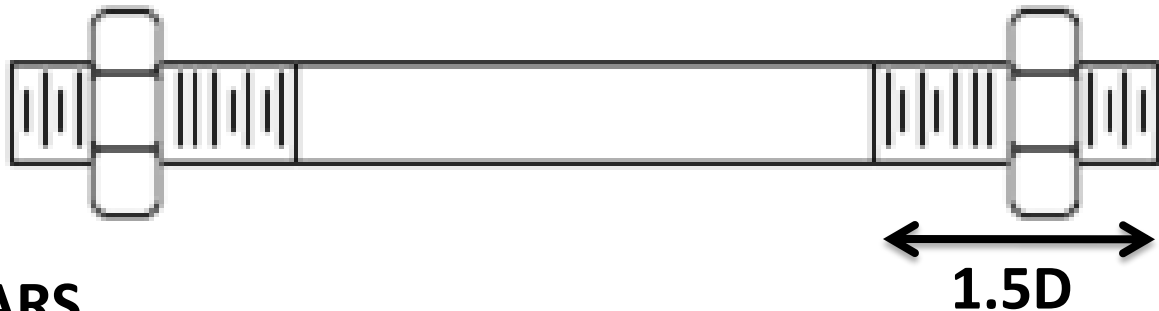
وضعیت رعایت الزامات اسپیک های متریال ، الزامات این استاندارد در بخش های پرتونگاری ،
بازرسی و اندازه گیری های ابعادی مشخص شود. وظیفه بازرسی فنی در اینجا خیلی سنگین
است.

MATERIALS

UG-12 BOLTS AND STUDS



UG-13 NUTS AND WASHERS



UG-14 RODS AND BARS

به جز فلنج، زانویی، سه راهی و برخی اتصالات، ممکن است برای ساخت برخی قطعات با قطر اسمی کوچکتر از ۴ اینچ از ROD استفاده شود. الزامات مربوط به تنش مجاز با توجه به **UG23** رعایت شود. جدوال مهم استخراج داده ها از جمله جدول **ASME II-D-SubPart 1** فراموش نشود.

MATERIALS

UG-15 PRODUCT SPECIFICATION

Listed Material	در هر استاندارد طراحی و ساختی متریال به سه دسته فهرست شده ، فهرست نشده و ناشناخته تقسیم بندی می شوند. این رویه در ASMEB31.3 گسترده تر است در ASME VIII بخش C نیز چنین جدولی وجود دارد.
Unlisted Material	
Unknown Material	
chemical and physical properties manufacturing procedures Tolerances heat treating requirements, stress values (Reference IS in UG 23	مواردی که برای یک قطعه در گواهینامه مد نظر قرار گیرند. شامل آنالیز شیمیایی، خواص فیزیکی و مکانیکی، تلورانس های ساخت ، عملیات حرارتی می باشند.

ظروف تحت فشار دارای اجزای مختلفی هستند که هر بخش از نظر ابعادی حداقل الزامات زیر را باید دارا باشد. البته در همه حالت ها می بایست مقدار خوردگی و سایش مجاز نیز به حداقل ضخامت ها اضافه شوند. در صورتیکه در محاسبات بر مبنای تحلیل تنش، ضخامت ها از مقادیر ذیل کمتر شوند. مبنا را باید حداقل گرفت

- (1) ضخامت mixer ها و یا قطعات چرخان از جمله پره های آنها حداقل برابر با 1.5mm به عنوان ضخامت هشدار لحاظ شود.
- (2) حداقل ضخامت مورد نیاز برای بدنه و عدسی بویلر ها برابر با ۶ میلیمتر می باشد.
- (3) حداقل ضخامت مورد نیاز برای سیستم های هوای فشرده (Compress Air) ، سرویس های بخار، سرویس های آب (در صورتیکه از متریال فهرست شده انتخاب شده باشند) برابر با 2.5mm می باشد.
- (4) موارد مذکور برای سرویس های سمی (Lethal) و تیوب های حاوی فین نباید استفاده شوند.
- (5) قطر خارجی برای اجزای قطعات قید شده در بند ۳ حداقل ۱۰ میلیمتر و حداکثر ۳۸ میلیمتر لحاظ شود.
- (6) بعد از محاسبه حداقل ضخامت مورد نیاز برای ورق میزان مجاز ی که سازنده مجاز است داشته باشد ۶ درصد ضخامت یا 0.3 میلیمتر (هر کدام که کمتر بودند) می باشد. برای لوله هم این موضوع بایستی با توجه به مقداری که در اسپیک های ساخت لوله عنوان شده است رعایت گردد (12.5 % Thickness).

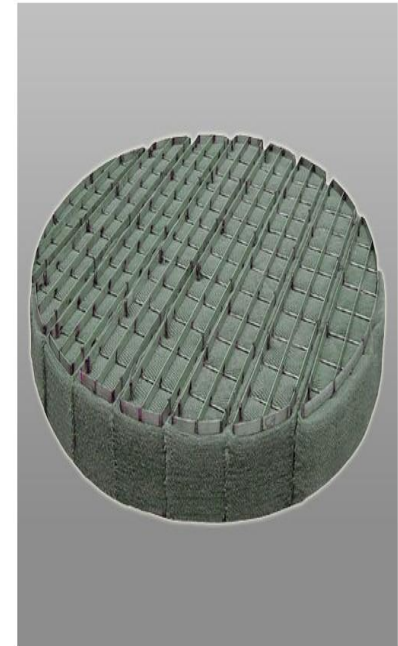
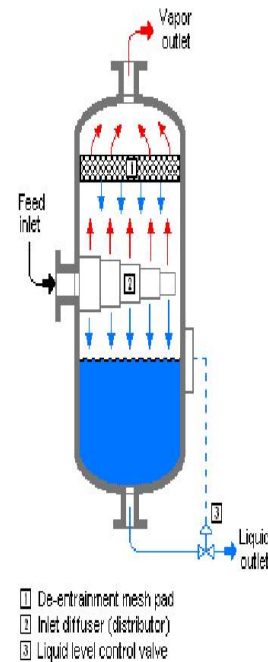
حداقل ضخامت هشدار برای لوله بر اساس API RP 574

Table 6—Minimum Thicknesses for Carbon and Low-alloy Steel Pipe

NPS	Default Minimum Structural Thickness for Temperatures < 400 °F (205 °C) in. (mm)	Minimum Alert Thickness for Temperatures < 400 °F (205 °C) in. (mm)
1/2 to 1	0.07 (1.8)	0.08 (2.0)
1 1/2	0.07 (1.8)	0.09 (2.3)
2	0.07 (1.8)	0.10 (2.5)
3	0.08 (2.0)	0.11 (2.8)
4	0.09 (2.3)	0.12 (3.1)
6 to 18	0.11 (2.8)	0.13 (3.3)
20 to 24	0.12 (3.1)	0.14 (3.6)

DESIGN

UG-17	METHODS OF FABRICATION INCOMBINATION	روش های مختلف و متفاوت ساخت برای قطعات ظروف تحت فشار
UG-18	MATERIALS IN COMBINATION	متریال مختلف در ظروف تحت فشار

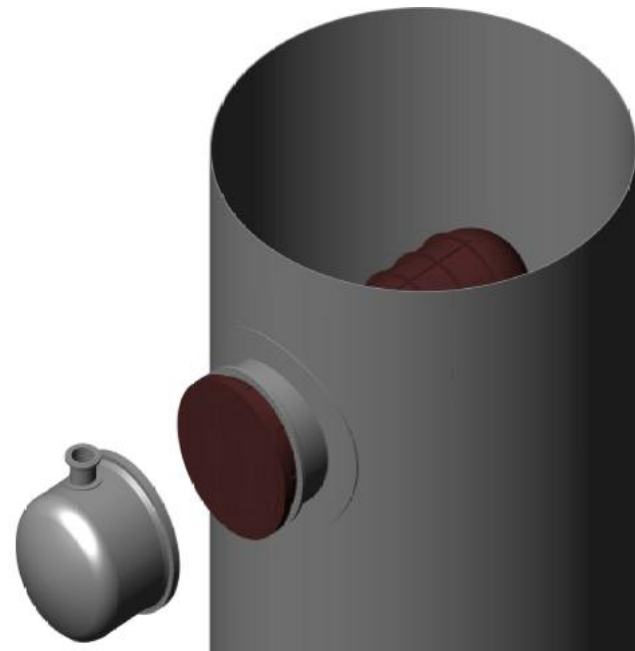


(a) Combination Units

- Common Element Design
- Differential Pressure Design
- Mean Metal Temperature Design

ظروف تحت فشار با داده های طراحی متفاوت

در این بخش برای ظروف تحت فشاری که بخش های مختلف آن دارای شرایط بهره برداری متفاوت از نظر دما، فشار و یا هردو باشد. برای ظروف تحت فشاری با اشکالی که دارای سطح مقطع زاویه دار هستند قوانینی تعریف نشده است. (منظور ظروف تحت فشار غیر کروی و غیر استوانه ای می باشد..



در اینجا صرفاً عددی که گیج دما در حین بهره برداری نشان می دهد را نباید لحاظ کرد. هر چند آن را باید به عنوان یک معیار در نظر گرفت. دو حالت و شرط زیر را باید رعایت کرد.

- حداقل دمایی که فلز را می توان بدون انجام تست ضربه استفاده کرد. این دما را باید با حداقل دمایی که سطوح تحت فشار فلز از شروع بهره برداری (حین راه اندازی)، حین بهره برداری در شرایط مختلف، خارج کردن از سرویس و راه اندازی مجدد با در نظر گرفتن شرایط فصلی با آن مواجه است مقایسه نمود.
- عدم توجه به این موضوع خطر شکست ترد را افزایش می دهد.

Operating Temperature, Pressure Test Temperature > MDMT + x

- استاندارد های طراحی و ساخت مختلف حداقل دمای کاری مجاز برای اینکه بتوان قطعه را بدون انجام تست ضربه استفاده به شکل های مختلف بیان کرده اند.

ASME B31.3. Table A1, and Curve (Fig. 323.2.2A)

API STD 650 – Table 4.4 and Curve 4.1

- استاندارد ASME VIII نیز این موضوع را در UCS-66 بیان کرده که در اسلایدهای بعدی به صورت کامل بیان می شود.

در خصوص متریال و الزامات مربوط به تست ضربه و حداقل دمای کاری UC66 به صورت کامل موضوع را باز کرده است.

✓ داده هایی که در اینجا مشخص می کنند آزمون ضربه نیاز است یا خیر یکی ضخامت است و دیگری دما

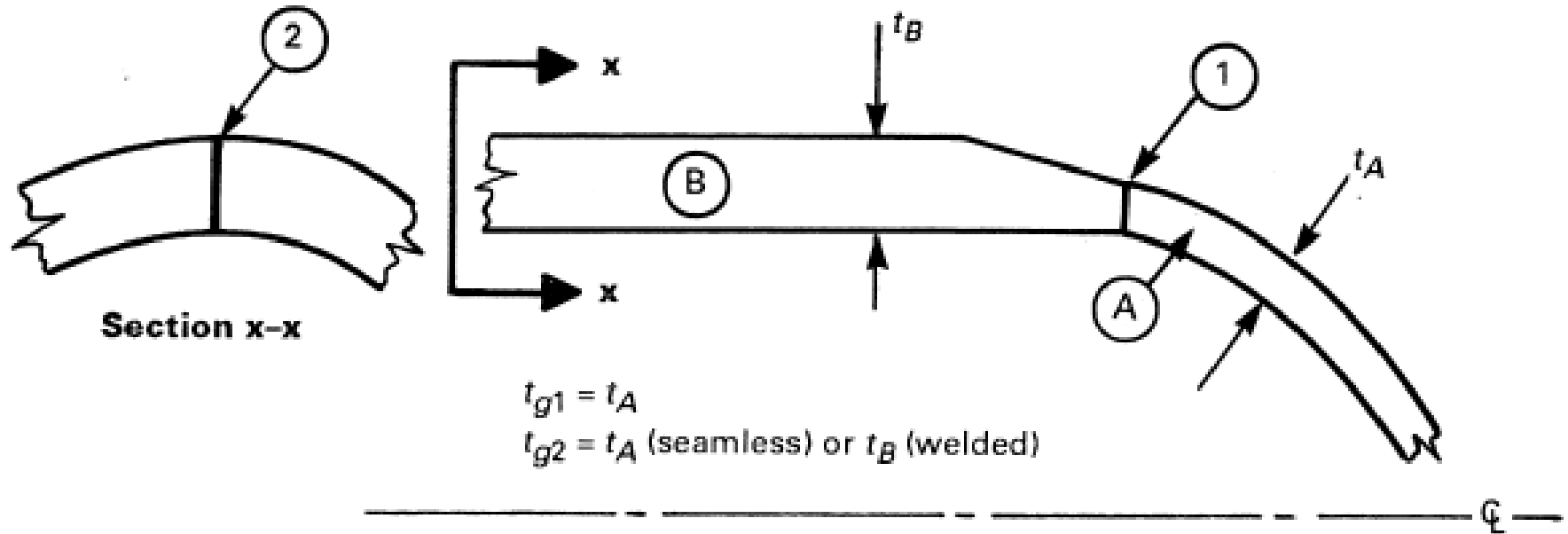
✓ باید توجه کرد که آزمون های مربوط به ساخت کالا و اسپیک های متریال را بخش ساخت و نصب از یکدیگر تفکیک کرد.

✓ آنچه که به ما کمک می کند که آزمون ضربه را احیانا حذف کنیم و احتمال انجام آن را کمتر نماییم اسناد معتبر و قابل ردیابی از کالا از جمله گواهینامه ساخت آن می باشد

✓ ضخامتی که به عنوان مبنا در نظر گرفته می شود به نام ضخامت حاکم یا Governing Thickness مطرح است که برای طرز اتصالات و قطعات مختلف با یکدیگر متفاوت می باشد. در اسلاید های بعد این موضوع باز می شود (Figure UCS-66.3)

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE $\longrightarrow$ UC66 Material دمای طراحی

برای اتصالات لب به لب یا Butt Weld معیار ضخامت بزرگتر است.



(a) Butt Welded Components

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE $\longrightarrow$

Material

دماي طراحی

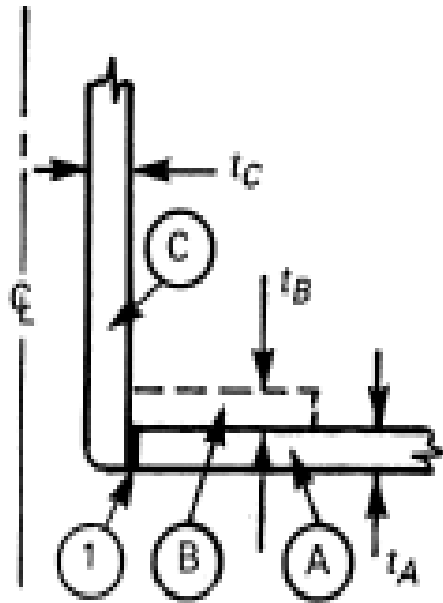
برای فلنج های مسدود کننده (Blind Flange)، تیوب شیت ها ضخامت حاکم ۱/۴
ضخامت قطعه می باشد



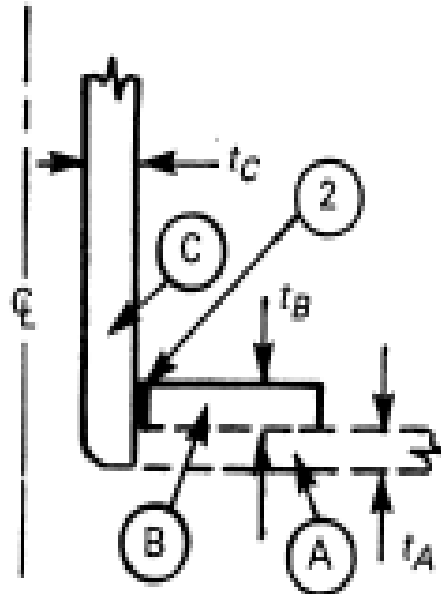
$$t_g = t/4$$

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE $\longrightarrow$ UC66 دمای طراحی Material

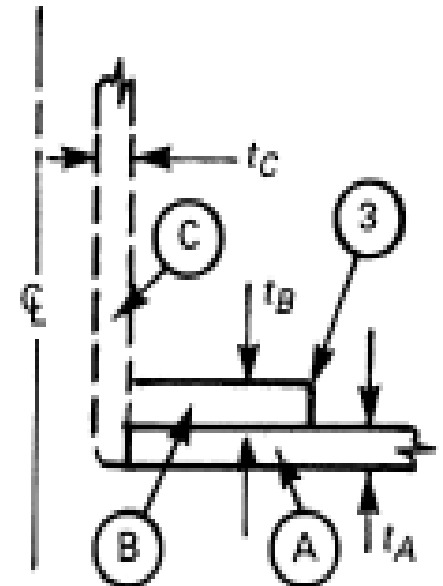
برای انشعابات معیار ضخامت کمترین ضخامت بین دو ناحیه تعریف شده در شکل ذیل می باشد.



t_{g1} = the thinner of t_A or t_C



t_{g2} = the thinner of t_B or t_C

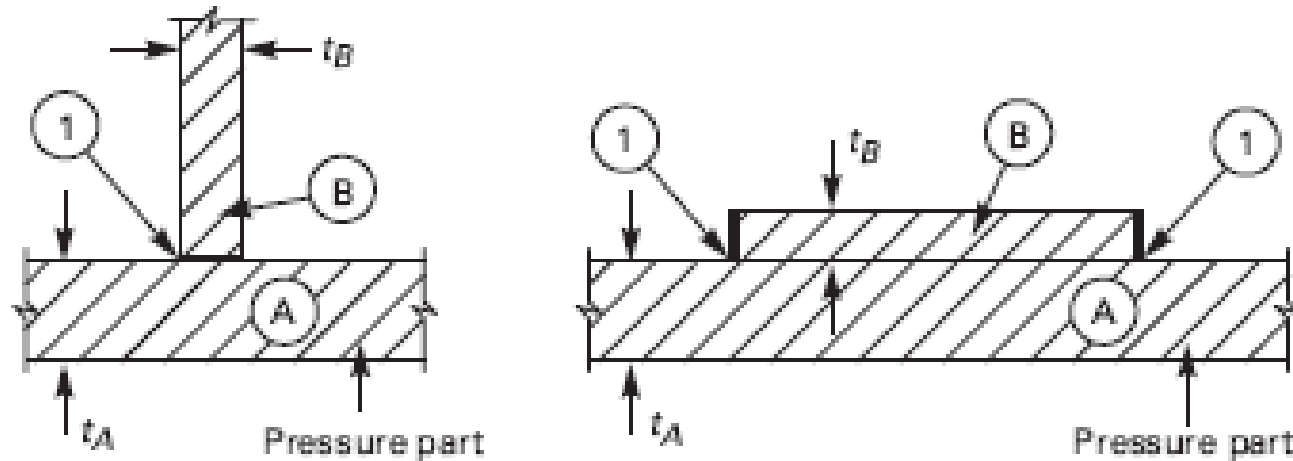


t_{g3} = the thinner of t_A or t_B

(b) Welded Connection With Reinforcement Plate Added

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE $\longrightarrow$ UC66 Material دمای طراحی

برای ورق های Patch و جوش های گوشه ای معیار ضخامت کمتر است..



t_{g1} = thinner of t_A or t_B



حداقل دمای کاری و MDMT

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

✓ برای قطعات ریخته گری ، بزرگترین ضخامت در طول قطعه به عنوان معیار برای ضخامت حاکم در نظر گرفته می شود.

✓ در صورتیکه ضخامت از ۱۰۰ میلیمتر بیشتر و دما از ۵۰ درجه سانتیگراد کمتر باشد ، تحت هر شرایطی آزمون ضربه نیاز است.

✓ برای برخی متریال از جمله پیچ و مهره ها وضعیت انجام آزمون ضربه از دما مستقل است و اگر از دمایی مشخص شده در جدول USC 66 کمتر استفاده شوند آزمون ضربه ضروری می باشد.

✓ دقت کنیم در اسپیک های متریال به ویژه بخش عملیات حرارتی ، گزینه های عملیات حرارتی متنوعی پیشنهاد شده است. در خرید و تهیه متریال دقت کنیم که مرغوبیت به گونه ای باشد که احتمال انجام آزمون ضربه کمتر باشد. به مثال ذیل توجه بفرمایید.

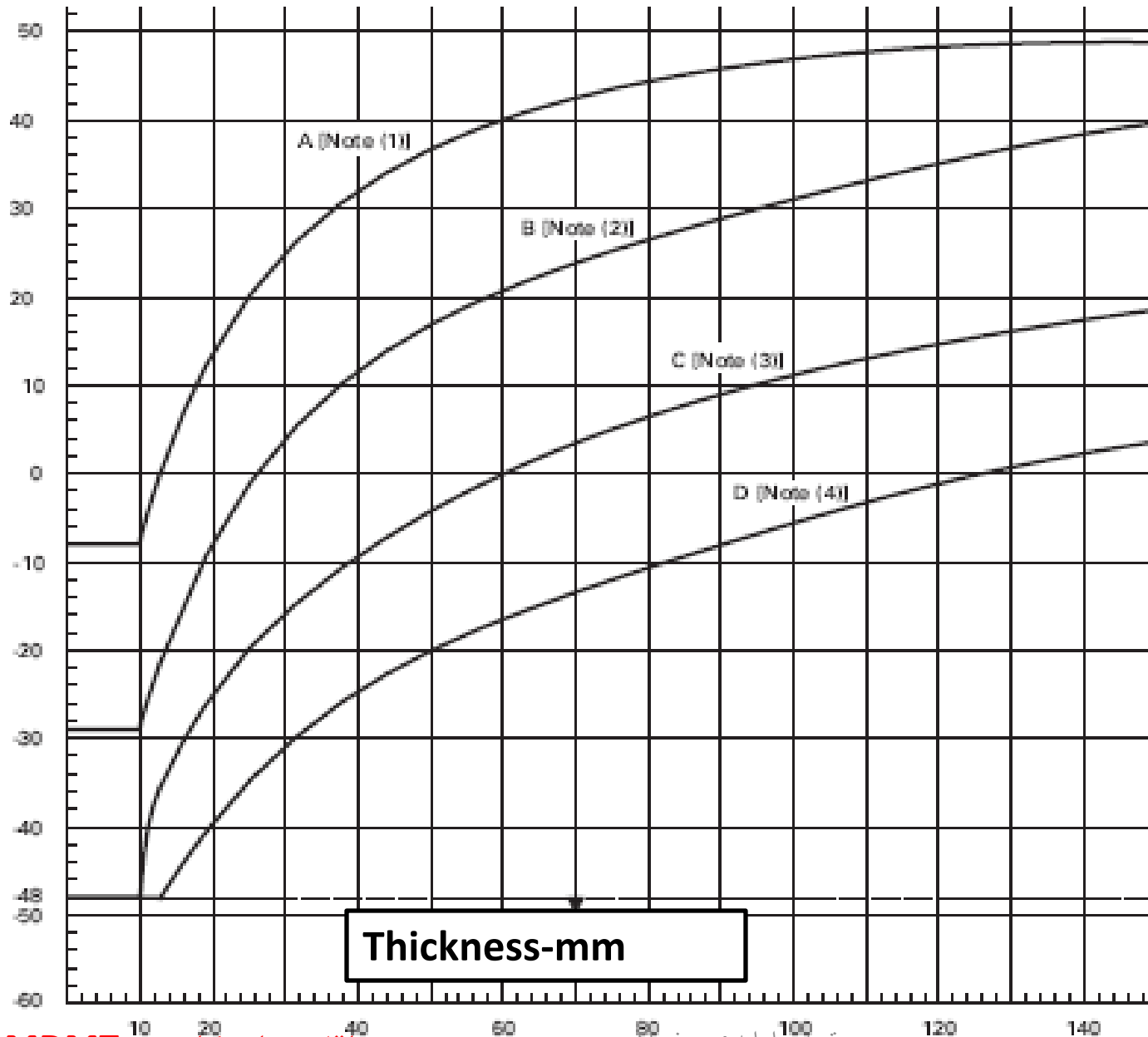
5. Heat Treatment

5.1 Plates 1.50 in. [40 mm] and under in thickness are normally supplied in the as-rolled condition. The plates may be ordered normalized or stress relieved or both.

EXAMPLE
SA-516/SA-516M

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE → **UC66**
Material

دمای طراحی



MDMT حداقل دمای کاری و

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

(1) Curve A applies to:

- (a) all carbon and all low alloy steel plates, structural shapes, and bars not listed in Curves B, C, and D below;
- (b) SA-216 Grades WCB and WCC if normalized and tempered or water-quenched and tempered; SA-217 Grade WC6i if normalized and tempered or water-quenched and tempered

نمودار A

همه فولاد های کربن استیل که سه نمودار دیگر فهرست نشده اند.

فولاد ریختگی SA216 Gr WCB, WCC و SA217 Gr WC6 به شرط اینکه عملیات حرارتی نرماله شدن، سرد کردن در آب و سپس باز گرمایی روی آن انجام شده باشد. به مثال ذیل توجه نمایید. تنوع عملیات حرارتی و ابتکار کارفرمایان را در درخواست کالا در کاهش احتمال آزمون ضربه و دوباره کاری را می طلبد

5. Heat Treatment

5.1 All castings shall receive a heat treatment proper to their design and chemical composition.

5.2 Castings shall be furnished in the annealed, or normalized, or normalized and tempered condition unless

Example
SA - 216

Curve B

SA-216 Grade WCA if normalized and tempered or water-quenched and tempered

SA-216 Grades WCB and WCC for thicknesses not exceeding 2 in. (50 mm) , if produced to fine grain practice and water-quenched and tempered

SA-217 Grade WC9 if normalized and tempered

SA-285 Grades A and B

SA-299

SA-414 Grade A

SA-515 Grade 60

SA-516 Grades 65 and 70 if not normalized

SA-612 if not normalized

SA-662 Grade B if not normalized

SA/EN 10028-2 Grades P235GH, P265GH, P295GH, and P355GH as rolled

SA/AS 1548 Grades PT430NR and PT460NR



(3) Curve C

SA-182 Grades F21 and F22 if normalized and tempered

SA-302 Grades C and D

SA-336 F21 and F22 if normalized and tempered, or liquid quenched and tempered

SA-387 Grades 21 and 22 if normalized and tempered, or liquid quenched and tempered

SA-516 Grades 55 and 60 if not normalized

SA-533 Types B and C Class 1

SA-662 Grade A

SA/EN 10028-2 Grade 10CrMo9–10 if normalized and tempered

(4) Curve D

SA-203

SA-299 if normalized

SA-508 Grade 1

SA-516 if normalized or quenched ,tempered

SA-524 Classes 1 and 2

SA-537 Classes 1, 2, and 3

SA-612 if normalized

SA-662 if normalized

SA-738 Grade A

SA-738 Grade A with Cb and V

SA-738 Grade B not colder than (–29°C)

SA/AS 1548 Grades PT430N and PT460N

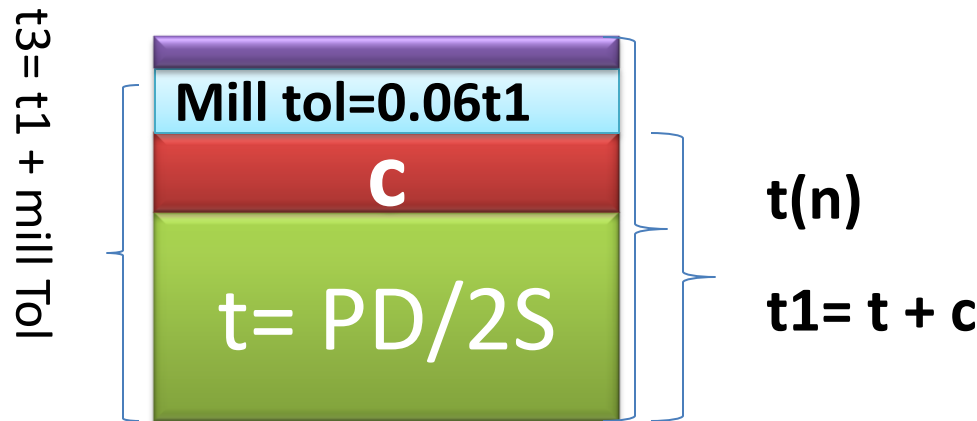
SA/EN 10028-2 Grades P235GH, P265GH, P295GH, and P355GH if normalized

SA/EN 10028-3 Grade P275NH

مفهوم نسبت تنش یا Stress Ratio در بدنه ظرف

$$t = [PD/2ES] \quad \longrightarrow \quad [t(n)-c]/t = [PD/2S(0)] / [PD/2ES]$$

$$t(n) - C = [PD/2S(0)] \quad S(0)/S = tE / [t(n)-c]$$



DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE → UC66 دمای طراحی Material

مفهوم نسبت تنش یا Stress Ratio برای قطعاتی که Pressure Temperature Rating تعریف شده است. فلنجها و شیرالات از این دسته قطعات هستند. به عنوان مثال فرض کنید که در دمای 900 درجه فارنهایت و فشار 375psi از یک فلنج SA182GRF11 استفاده شده است. نسبت تنش را محاسبه کنید.

Table II-2-1.9 Pressure-Temperature Ratings for Group 1.9 Materials

Nominal Designation	Forgings	Castings	Plates
$1\frac{1}{4}\text{Cr}-\frac{1}{2}\text{Mo}$	...	A217 Gr. WC6 (1)-(3)	...
$1\frac{1}{4}\text{Cr}-\frac{1}{2}\text{Mo}-\text{Si}$	A182 Gr. F11 CL 2 (1), (4)	...	A387 Gr. 11 CL 2 (4)

Working Pressures by Classes, psig

Class

Stress

Ratio=375/450

=0.77

Table 1A List of Material Specifications

Material Group	Nominal Designation		Pressure-Temperature Rating Table	Applicable ASTM Specifications [Note (1)]			
				Forgings	Castings	Plates	
1.9	1½Cr-½Mo		2-1.9		A217 Gr. WC6	...	
	1½Cr-½Mo-Si		2-1.9	A182 Gr. F11 CL2	...	A387 Gr. 11 CL 2	
700	110	570	755	1,135	1,705	2,840	4,730
750	95	530	710	1,065	1,595	2,660	4,430
800	80	510	675	1,015	1,525	2,540	4,230
850	65	485	650	975	1,460	2,435	4,060
900	50	450	600	900	1,350	2,245	3,745
950	35	320	425	640	955	1,595	2,655

حد کار

تجهیز و ارایه : یوسف اکبری

32

حداقل دمای

کاری و MDMT

نویسنده: یوسف اکبری

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE →

UC66

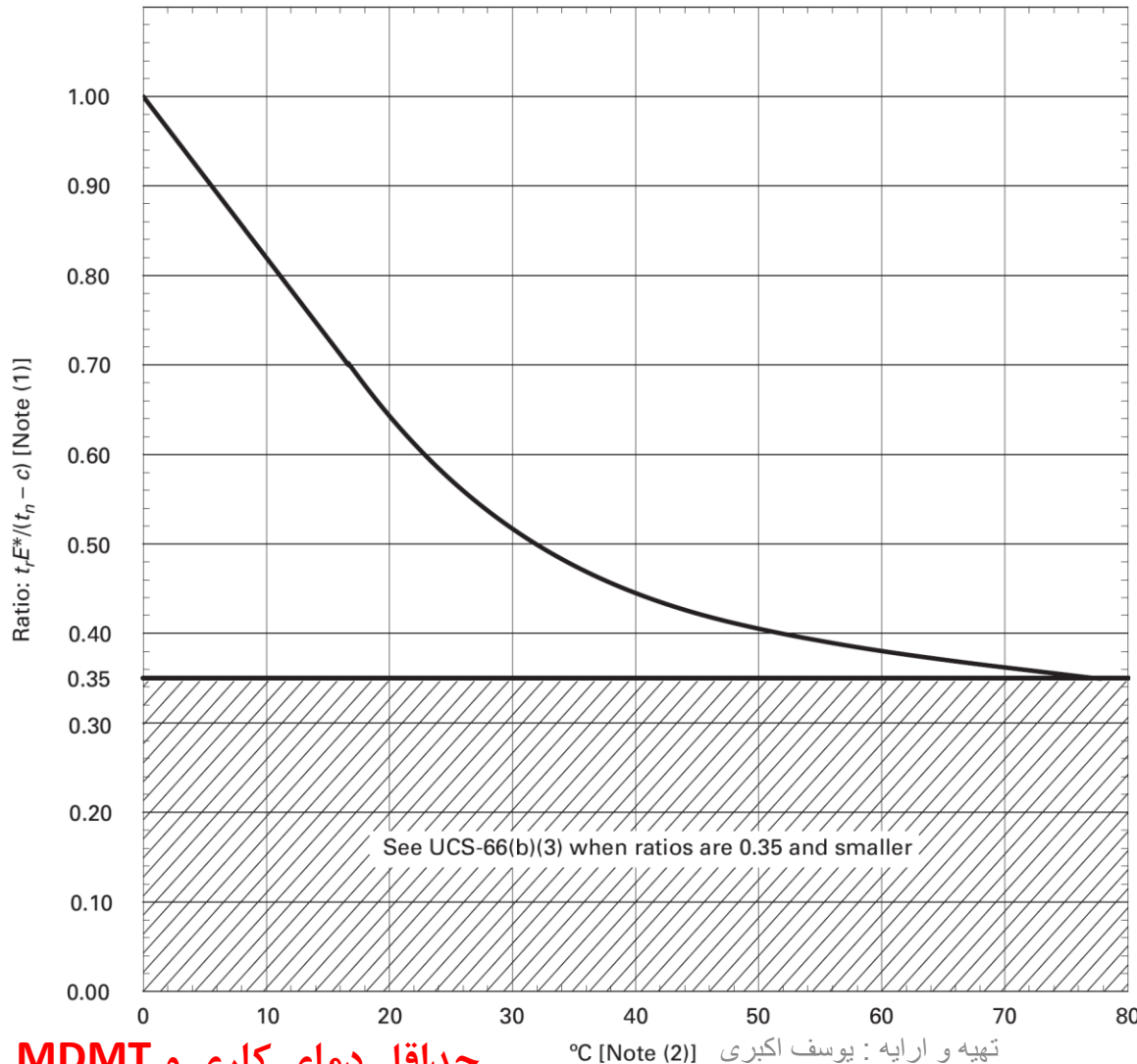
Material

دمای طراحی

نمودار بهبود شرایط حداقل دمای کاری با استفاده از نمودار Stress Ratio

Figure UCS-66.1M

Reduction in Minimum Design Metal Temperature Without Impact Testing

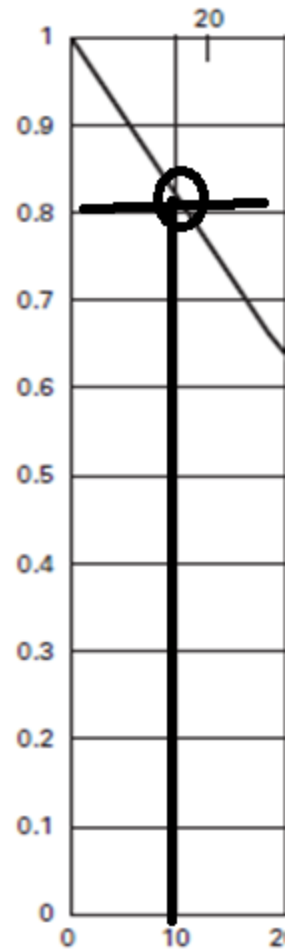
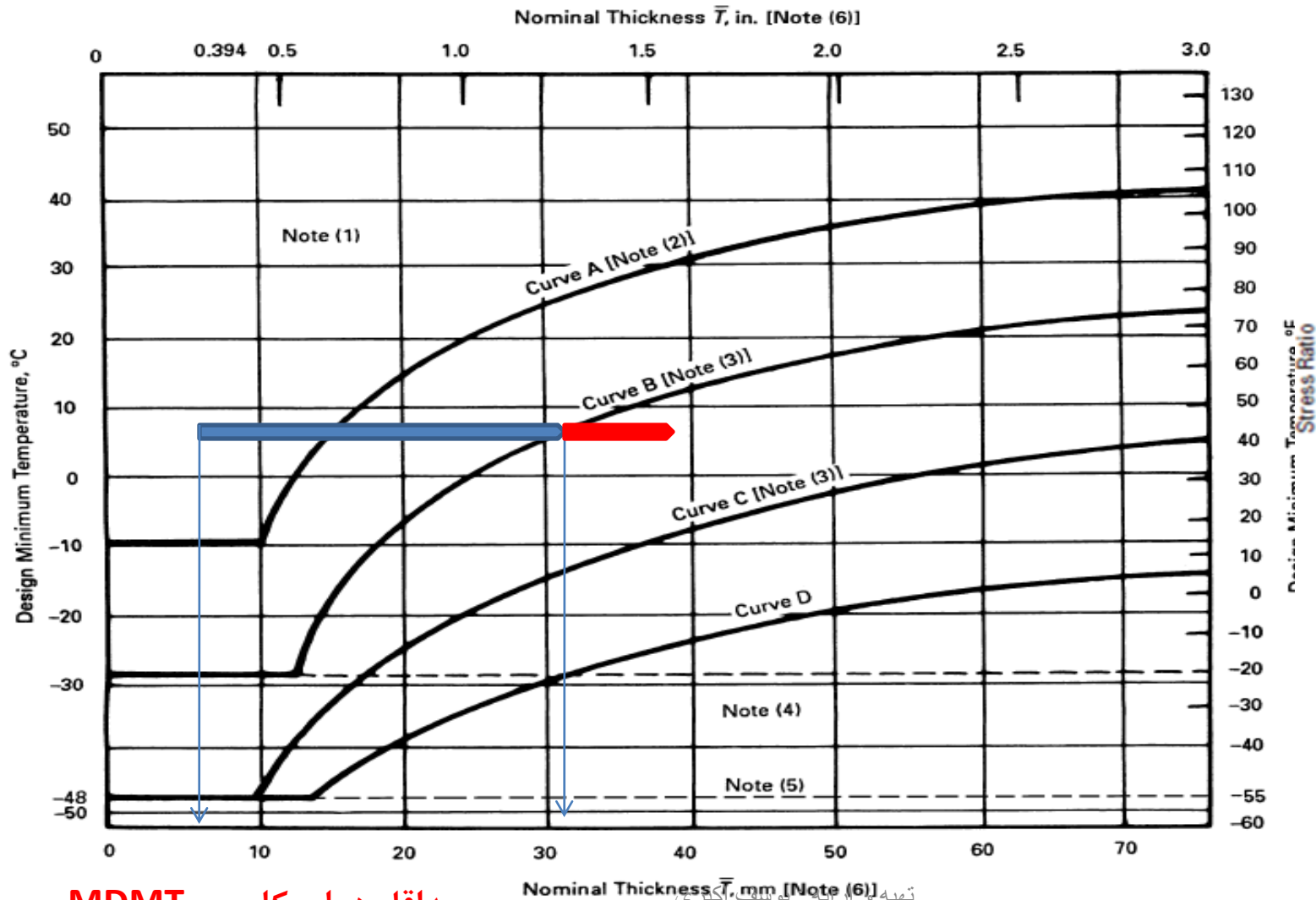


حداقل دمای کاری و MDMT

تهیه و ارائه: یوسف اکبری

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE $\longrightarrow$ **UC66** **Material** **دمای طراحی**

نمودار بهبود شرایط حداقل دمای کاری با استفاده از نمودار Stress Ratio



حداقل دمای کاری و MDMT

تهیه و ارائه: یوسف اکبری

DESIGN: UG-20 DESIGN TEMPERATURE →

UC66

Material

دماي طراحی

حداقل دماي کاری برای پیچ و مهره ها

Figure UCS-66M
Impact Test Exemption Curves (Cont'd)

GENERAL NOTES (CONT'D):

Table continued

Bolting			
Spec. No.	Grade	Diameter, in. (mm)	Impact Test Exemption Temperature, °F (°C)
SA-193	B16	Up to 7 (175), incl.	-20 (-30)
SA-307	B	All	-20 (-30)
SA-320	L7, L7A, L7M	Up to 2½ (64), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-320	L43	Up to 1 (25), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-325	1	½ (13) to 1½ (38)	-20 (-30)
SA-354	BC	Up to 4 (100), incl.	0 (-18)
SA-354	BD	Up to 4 (100), incl.	+20 (-7)
SA-437	B4B, B4C	All diameters	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-449	...	Up to 3 (75), incl.	-20 (-30)
SA-540	B21 Cl. All	All	Impact test required
SA-540	B22 Cl. 3	Up to 4 (100), incl.	Impact test required
SA-540	B23 Cl. 1, 2	All	Impact test required
SA-540	B23 Cl. 3, 4	Up to 6 (150), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-540	B23 Cl. 3, 4	Over 6 (150) to 9½ (240), incl.	Impact test required
SA-540	B23 Cl. 5	Up to 8 (200), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-540	B23 Cl. 5	Over 8 (200) to 9½ (240), incl.	Impact test required
SA-540	B24 Cl. 1	Up to 6 (150), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-540	B24 Cl. 1	Over 6 (150) to 8 (200), incl.	Impact test required
SA-540	B24 Cl. 2	Up to 7 (175), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-540	B24 Cl. 2	Over 7 (175) to 9½ (240), incl.	Impact test required
SA-540	B24 Cl. 3, 4	Up to 8 (200), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-540	B24 Cl. 3, 4	Over 8 (200) to 9½ (240), incl.	Impact test required
SA-540	B24 Cl. 5	Up to 9½ (240), incl.	See General Note (c) of Figure UG-84.1
SA-540	B24V Cl. 3	All	See General Note (c) of Figure UG-84.1
Nuts			
Spec. No.	Grade	Impact Test Exemption Temperature, °F (°C)	
SA-194	2, 2H, 2HM, 3, 4, 7, 7M, and 16	-55 (-48)	
SA-540	B21/B22/B23/B24/B24V	-55 (-48)	

حداقل دماي کاری و MDMT

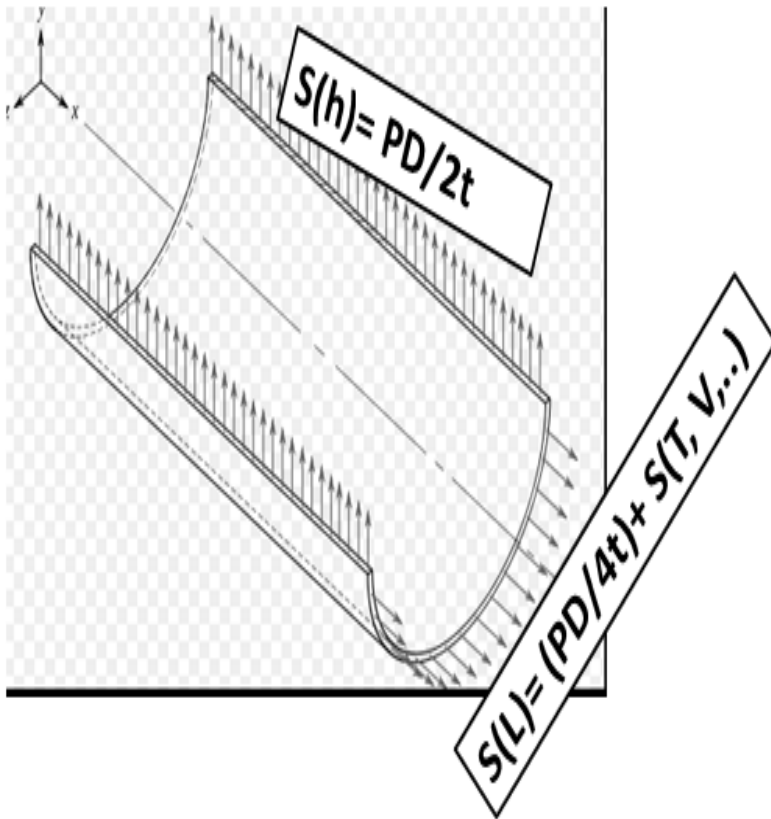
تهیه و ارائه: یوسف اکبری

DESIGN:

UG-21 DESIGN PRESSURE	فشار طراحی
UG-22 LOADINGS	نیروها

تقسیم بندی ظروف تحت فشار از نظر نوع اعمال نیرو و فشار

Type A : در این نوع تجهیزات تعیین کننده ضخامت برای ظروف تحت فشار و لوله ها صرفا فشار داخلی می باشد و سایر نیرو ها مانند نیرو های ناشی از لرزش ، تغییر درجه حرارت ، تغییر طول و.... $S(V,T,..)$ در محاسبه ضخامت نقشی ندارند. در واقع در این شرایط $S(h) > S(L)$ می باشد. برای مخازن ذخیره مبنا در این شرایط تنش ناشی از ارتفاع در کورس های مختلف می باشد.



DESIGN:

UG-21 DESIGN PRESSURE	فشار طراحی
UG-22 LOADINGS	نیروها

تقسیم بندی ظروف تحت فشار از نظر نوع اعمال نیرو و فشار

Type B-Class1

از نظر هندسه و شکل اغلب مانند Type A هستند. ولیکن در این تجهیزات و لوله ها نیرو های تکمیلی و فشار همزمان در انتخاب ضخامت زمان طراحی و ارزیابی های حین سرویس ایفای نقش می کنند. یعنی در واقع مجموع نیروی های طولی بعلاوه PD/4t از هوپ استرس (PD/2t) بیشتر می شود



DESIGN:

UG-21 DESIGN PRESSURE	فشار طراحی
UG-22 LOADINGS	نیروها

تقسیم بندی ظروف تحت فشار از نظر نوع اعمال نیرو و فشار

Type B –Class2

اجزایی از ظروف تحت فشار ، لوله ها و مخازن که محاسبات فشار به صورت مستقیم در آنها نقشی ندارد و به عنوان ناپیوستگی های اصلی (Major Discontinuity) مطرح هستند. مانند پد های تقویتی نازل ها، اتصالات مربوط به تیوب شیت و... ضخامت این اجزا وابسته به ضخامت و ابعاد بخش های تحت فشار و تحت نیرو هستند.



DESIGN:

UG-21 DESIGN PRESSURE	فشار طراحی
UG-22 LOADINGS	نیروها

تقسیم بندی ظروف تحت فشار از نظر نوع اعمال نیرو و فشار

Type C

در این نوع قطعات محاسبات نیرو و فشار به صورت مستقیم و غیر مستقیم هیچ نقشی ندارند. نمونه بارز این قطعات می توان به کف مخازن ذخیره اشاره کرد. که در استاندارد با توجه به قطر مخزن حداقل ضخامتی برای آن تعریف API 650 طراحی و ساخت مانند نیز حداقل ضخامتی تعریف شده است که در بازرسی های حین API 653 شده است . و در بهره برداری می بایست رعایت شود

DESIGN:

UG-23 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES	بیشترین مقدار تنش مجاز در طراحی
--	---------------------------------

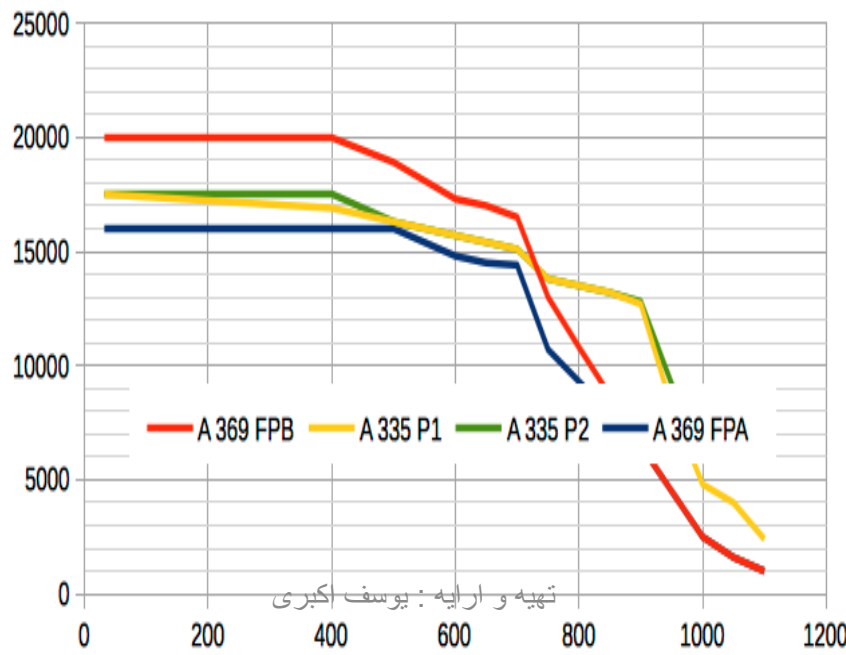
مراجع مشخص کردن تنش مجاز یا (S) Allowable Stress در جداول ذیل قید شده اند

Item	Design Standard	Reference
Pressure Vessel(1)	ASME VIII-Div1	ASME II-D-Subpart1-Table1A
Pressure Vessel(2)		ASME II-D-Subpart1-Table1B
Pressure Vessel(1)	ASME VIII-Div3	ASME II-D-Subpart1-Table2A
Pressure Vessel(2)		ASME II-D-Subpart1-Table2B
Bolting		ASME II-D-Subpart1-Table 3,4
Pressure Vessel(1)	ASME VIII-DIV2	ASME II-D-Subpart1-Table5A
Pressure Vessel(1)		ASME II-D-Subpart1-Table5B
Tensile Strength Values		ASME II-D-Subpart1-Table U
1) Ferrous 2)non Ferrous		

DESIGN:

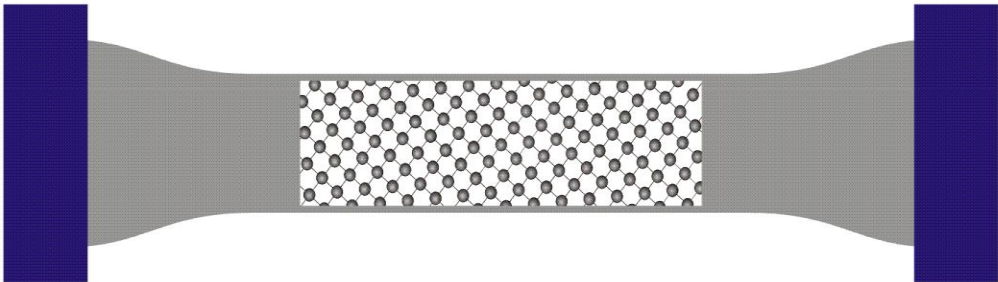
UG-23 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES	بیشترین مقدار تنش مجاز در طراحی
--	---------------------------------

- ✓ در ظروف تحت فشاری که فشار خارجی است. نحوه محاسبه ضخامت با استفاده از فاکتور های A و B که نحوه محاسبه آن در همین بخش عنوان شده است و استفاده از نمودار های قید شده در ASME II-D-Subpart 3 ضخامت محاسبه می شود.
- ✓ در هر شرایطی از این استاندارد مبنا این است که تنش های ناشی از اعمال نیرو و فشار تنش مجاز را رد نکنند
- ✓ مقدار تنش مجاز به دما وابسته است هرچه دما بالاتر می رود. مقدار تنش مجاز کمتر می شود.



DESIGN:

UG-23 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES	بیشترین مقدار تنش مجاز در طراحی
--	---------------------------------

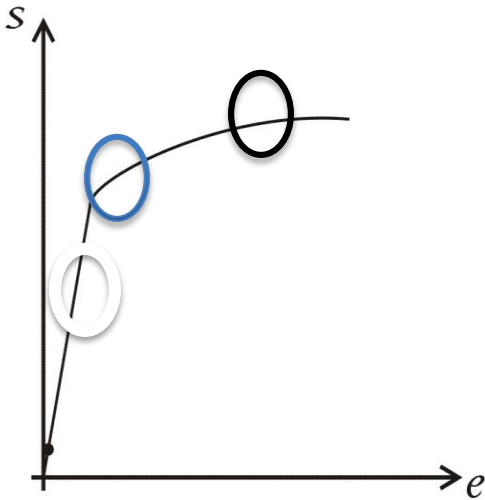


Example AS A516 Gr70

VIII-Div1	20Ksi
VIII-Div2	25.3ksi
VIII-Div3	23.3ksi
B31.3	23.3



© D. M. Kochmann (2009)



UG-23 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES	بیشترین مقدار تنش مجاز در طراحی
--	---------------------------------

تعدادی از متریال در جدول تعیین تنش مجاز فهرست نشده اند. ارخی ار استاندارد های ساخت پیشنهاد داده اند که تنش مجاز با روش ذیل محاسبه شود.

$AS = \text{Min}(UTS/3 , 2SMYS/3)$

عموما تنش هایی که به ظروف تحت فشار وارد می شوند به دو دسته تنش های اولیه یا Pimary Stress و تنش های ثانویه یا Secondary Stress تقسیم بندی می شوند. تنش های اولیه به تنش های اعمالی ناشی از فشار و نیروهای دیگر است که متدوال ترین آنها همان هوپ استرس می باشد. تنشهای ثانویه به ماهیت و هندسه قطعات برمی گردد و عمدتا با تمرکز تنش ایجاد می شود. نقاطی مانند محل اتصال نازل ها، قطعات جوشکاری شده به سطح ظروف و محل های تغییر شکل ظرف مانند عدسی های از این نوع هستند.در این شرایط تنش مجاز را $S(ps)$ می نامند و عمدتا ضریبی از تنش مجاز یا تنش تسلیم می باشد.

$S(sp)= 3AS, \text{ Or } S(sp) = 2SMYS$

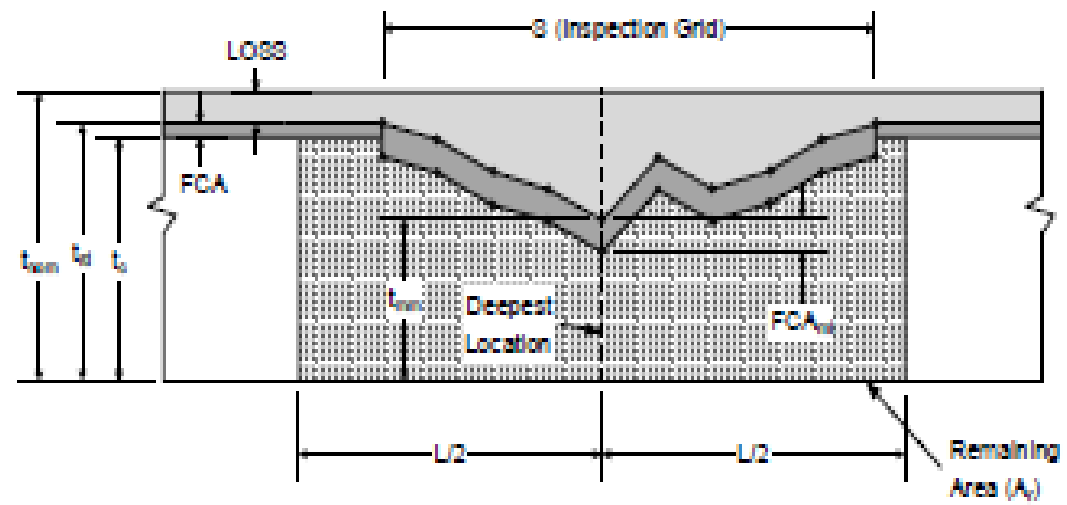
برای قطعات ریخته گری (Quality Factor) در استاندارد های طراحی و سخت فاکتور کیفیت آهنی به عنوان معیاری برای استفاده یا عدم استفاده از آن و همچنین از این فاکتور که به صورت دهنده و کمتر از یک است. در محاسبات استفاده شده و باعث افزایش ضخامت می شود. اگر صرفاً الزامات اسپیک ساخت قطعه بر اساس ASME II رعایت شده باشد. فاکتور کیفیت این قطعات حداکثر تا 0.8 می تواند لحاظ شود.

لوله هایی که به روش ریخته گری گریز از مرکز ساخته می شوند سطح آنها بعد از تولید می بایست پردازش شود و زبری سطح از ۲۵۰ میکرون بیشتر نباشد.

برای قطعات ریختگری متریال غیر آهنی با رعایت صرفاً الزامات ساخت این فاکتور نباید از 0.9 بیشتر شود.

UG-25 CORROSION	متریال ریخته گری
-----------------	------------------

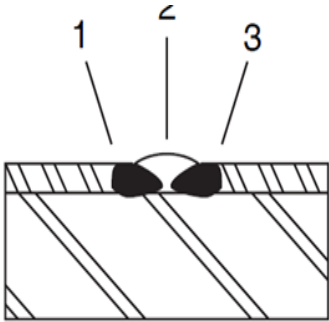
- ✓ corrosion allowances
- ✓ desired life
- ✓ Telltale holes shall not be used in vessels that are to contain lethal substances
- ✓ Openings for Drain



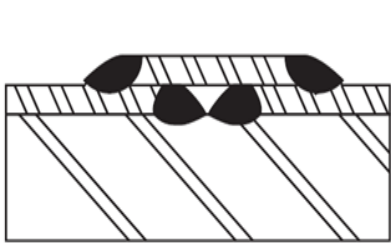
(a) The Length for Thickness Averaging Is Greater Than the Inspection Grid Dimension

DESIGN:

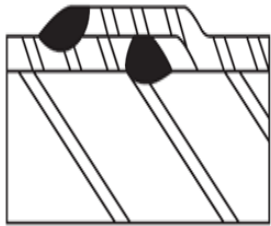
UG-26 LININGS	پوشش داخلی
Corrosion resistant or abrasion resistant linings , whether or not attached to the wall of a vessel, shall not be considered as contributing to the strength of the wall except as permitted in Part UCL (see No mandatory Appendix F) .	لزوم استفاده از پوشش های داخلی فلزی برای فلزات برای مقاومت به خوردگی و سایش است، به عنوان مثال استفاده از کلدی از جنس فولاد ضد زنگ روی فولاد کربن استیل است، یکی از دلایلی که کل بدنه را ممکن است از جنس خود کلد نگیرند یکی ممکن است موضوع اقتصادی باشد و دیگری تنش مجاز کم باشد. کلد های غیر آهنی مانند تیتانیم ، نیکل و... هم روی فولاد کربنی اعمال می کنند. پارت UCL به صورت مفصل به این موضوع می پردازد



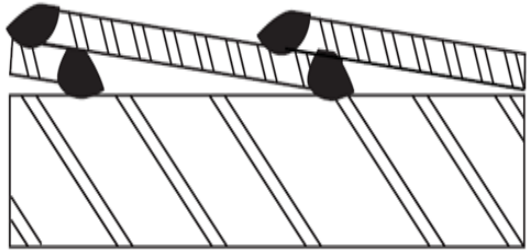
(A) Fillet Butt



(B) Butt Strap



(C) Cap or Joggle



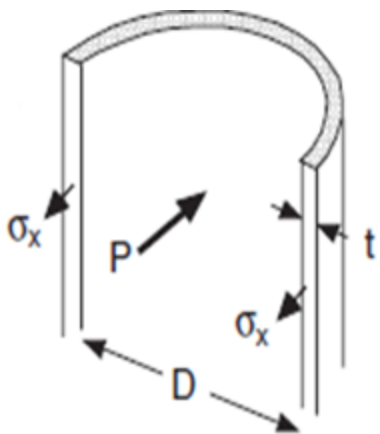
(D) Shingle

DESIGN:	
UG-27 THICKNESS OF SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE	محاسبه ضخامت بدنه برای فشار داخلی

Cylindrical Shells

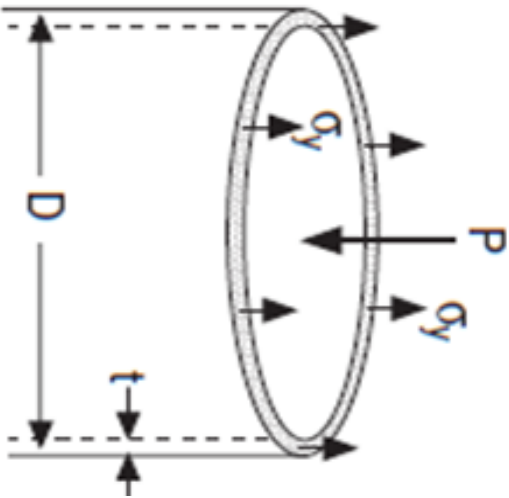
(1) Circumferential Stress
(Longitudinal Joints)

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad \text{or} \quad P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$



(2) Longitudinal Stress
(Circumferential Joints)

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t}$$



(d) Spherical Shells

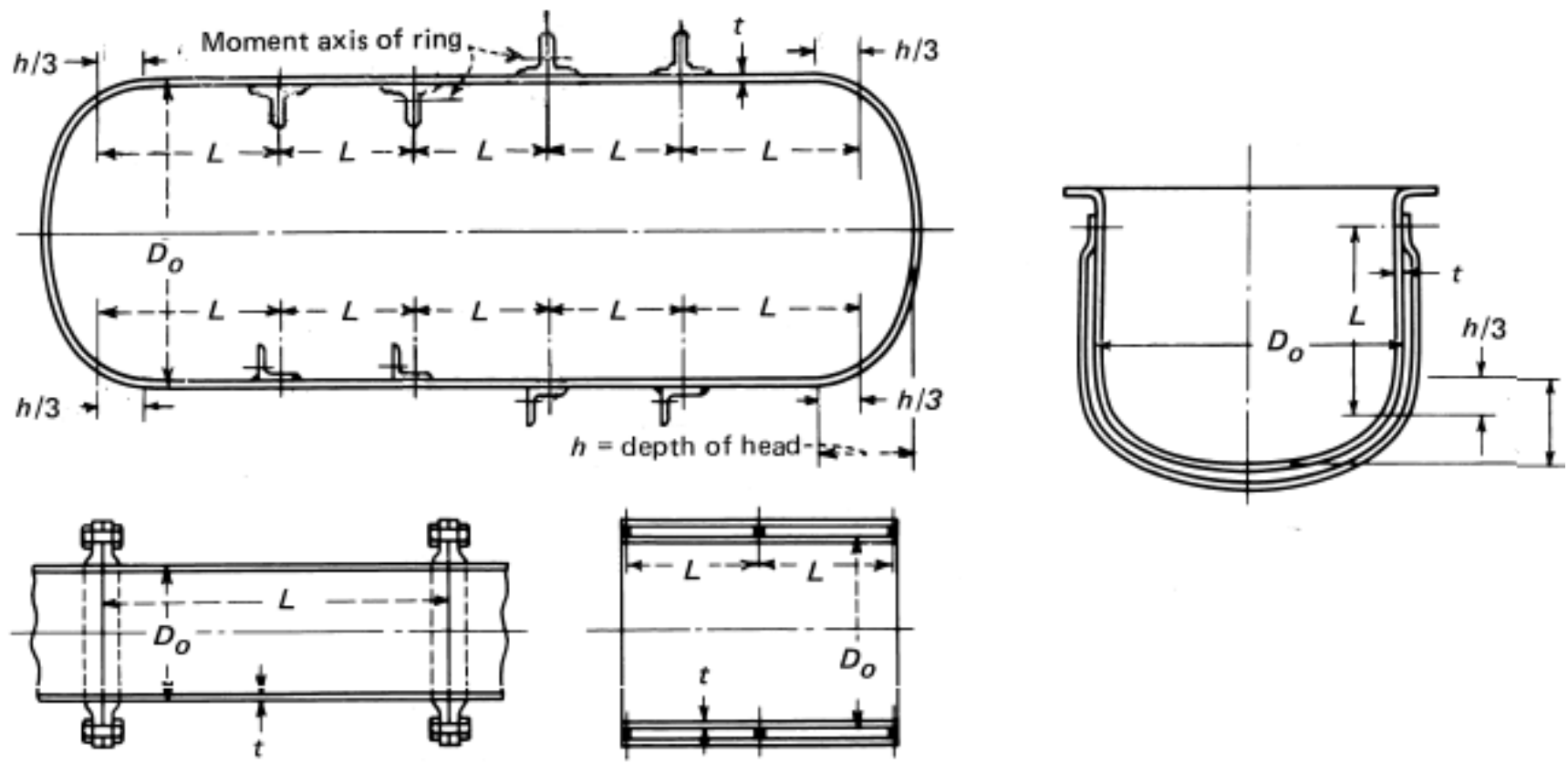
$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

E	joint efficiency-UW 12
P	internal design pressure
S	maximum allowable stress
t	minimum required thickness
R	insideradiusoftheshell



DESIGN:

UG-28 THICKNESS OF SHELLS AND TUBES UNDER EXTERNAL PRESSURE	محاسبه ضخامت بدنه برای فشار خارجی
UG-29 STIFFENING RINGS FOR CYLINDRICAL SHELLS UNDER EXTERNAL PRESSURE	رینگ های تقویتی برای فشاری خارجی
UG-30 ATTACHMENT OF STIFFENING RINGS	متعلقات مربوط به رینگهای تقویتی



DESIGN:

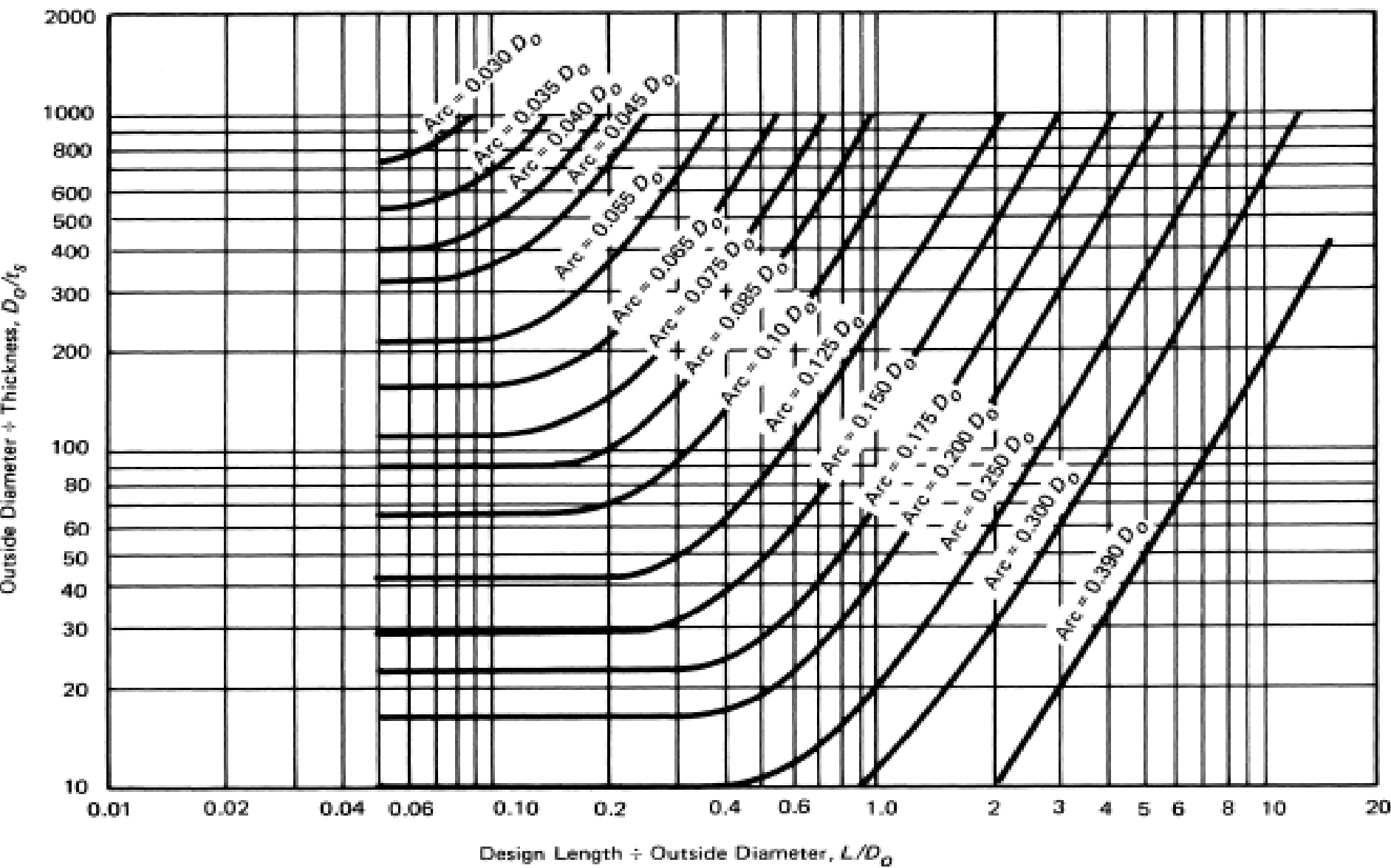


Figure UG-29.2: Maximum Arc of Shell Left Unsupported Because of Gap in Stiffening Ring of Cylindrical Shell Under External Pressure

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

DESIGN:

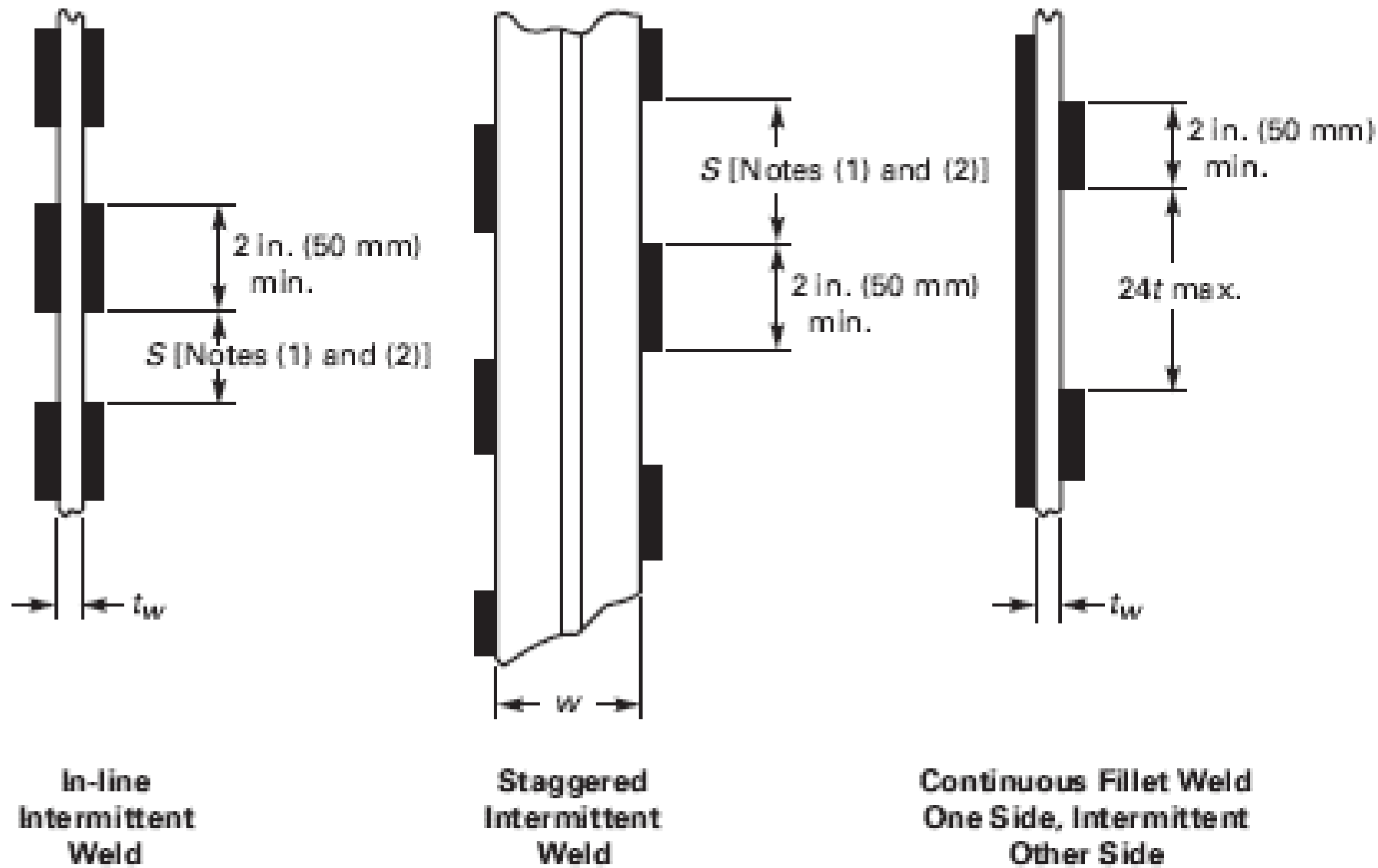


Figure UG-30:Some Acceptable Methods of Attaching Stiffening Rings

تهیه و آرایه: یوسف اکبری

DESIGN:

مثال ۱:

ضخامت بدنه یک مخزن ذخیره کروی با مشخصات فنی ذیل را حساب کنید . (استاندارد
طراح و ساخت ASME VIII-Div1

- ✓ ID=21540mm, R=10770mm
- ✓ Material: A516 Gr 70
- ✓ Design Pressure =8kg/cm2
- ✓ Design Temperature: 0-55C
- ✓ Desired Life=20Year,s
- ✓ Corrosion Rate=0.05mm/Year,s
- ✓ RT=100%
- ✓ Wind Pressure=20kg/m2
- ✓ Seismic Factor=0.1

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

t	R	P	S
mm	mm	N/mm2(Mpa)	N/mm2(Mpa)
in	in	Psi	Psi
Cm	Cm	Kg/cm2	Kg/cm2

S= 138Mpa(N/mm2)
P=8kg/Cm2= 8*9.8/.01=0.784N/mm2

- 1) $t1 = (0.784*21540)/(2*138-0.2*0.784)=30.61mm$
- 2) $t2 = t1+ C=30.61+(20*0.05)=31.61$
- 3) $t3 = 31.61/(1-.06)= 31.61/0.94 =33.62$

در مثال قبل شرایط زمین شناسی به گونه ای که وزن سیال و وزن مخزن باعث نشست شده و عملاً امکان استفاده از ورقی با ضخامت بیش از ۳۳ میلیمتر میسر نیست راهکار چیست؟

بر اساس ASME VIII-Div2 بخش 4.3.3 حداقل ضخامت لازم برای ظروف کروی از رابطه ذیل به دست می آید بعلاوه اینکه مقدار تنش مجاز هم از ASME II-D-Table 5A به دست می آید و بیشتر از مقداری است که در Table 1A محاسبه می شود.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{0.5P}{SE} \right] - 1 \right)$$

$$1) \quad \underline{t_1 = 10770 \{ \exp[(0.5 * 113.7) / (225300)] - 1 \} = 24.22 \text{ mm}}$$

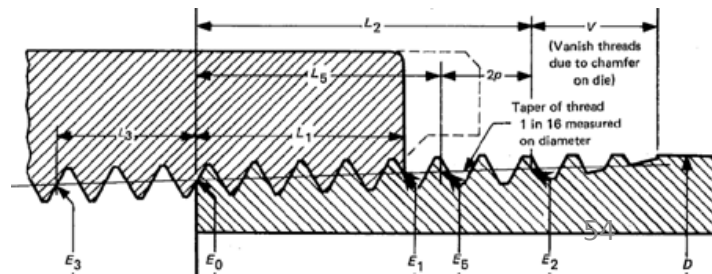
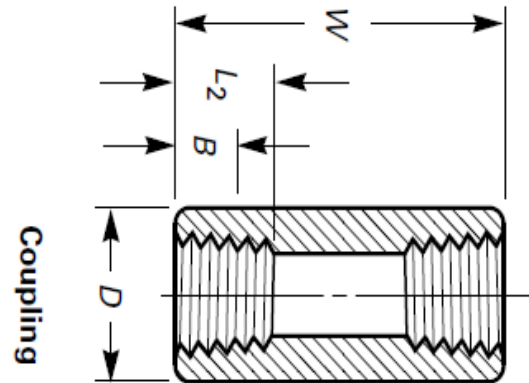
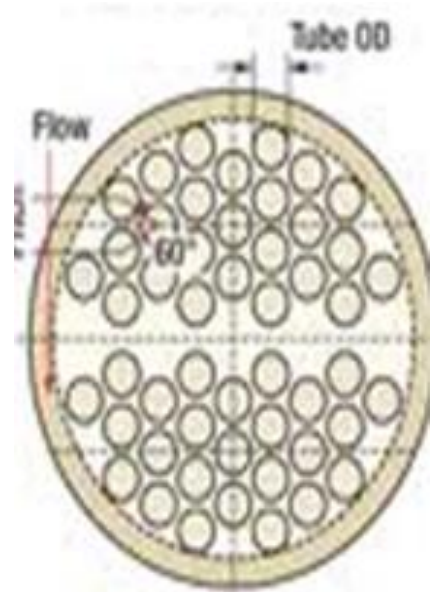
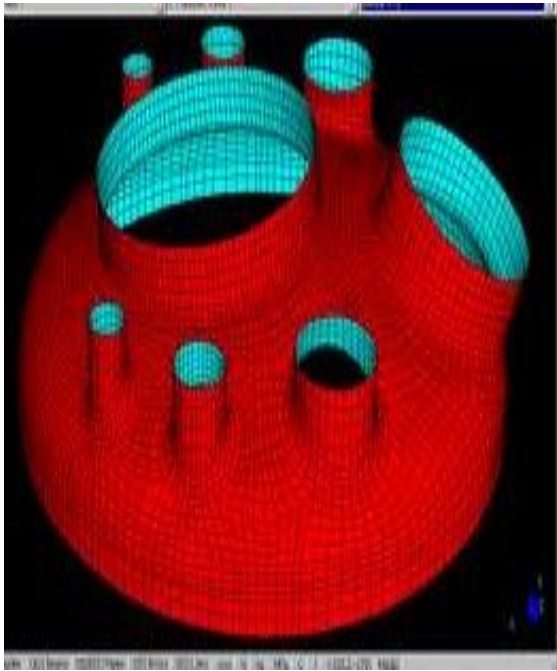
$$2) \quad \underline{t_2 = t_1 + C = 24.22 + (20 * 0.05) = 25.22}$$

$$3) \quad \underline{t_3 = 31.61 / (1 - 0.06) = 31.61 / 0.94 = 26.82 \text{ mm}}$$

DESIGN:

UG-31 TUBES, AND PIPE WHEN USED AS TUBES OR SHELLS	محاسبه ضخامت لوله و تیوب ها
--	-----------------------------

از قوانینی که در UG-27 (برای فشار داخلی) و UG 28 (برای فشار خارجی) برای محاسبه ضخامت عنوان شد استفاده می شود.
خوردگی مجاز نیز به ضخامت اضافه می شود.
برای لوله ها و تیوب هایی که رزوه می شوند به اندازه $20/n$ میلیمتر و یا $0.8/n$ اینچ ضخامت بیشتری باید لحاظ شود (n تعداد رزوه در واحد طول می باشد). [ASME B1.20.1]

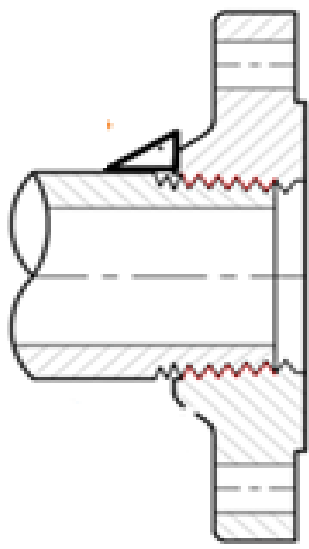


DESIGN:	محاسبه ضخامت لوله و تیوب ها
UG-31 TUBES, AND PIPE WHEN USED AS TUBES OR SHELLS	

مثال ۳ : یک لوله ۶ اینچ که در قرار است به عنوان Neck ظرف تحت فشاری با فشار 500psi استفاده شود. سمت دیگر این لوله قرار است مطابق با استاندارد رزوه شود و در ادامه بخشی از لوله های فرایندی به آن متصل شوند.جنس لوله A106 و امکان انجام آرمون غیر مخرب در قسمتی که به ظرف متصل می شود وجود ندارد. (E=0.85) سرعت خوردگی داخلی 0.1 میلیمتر در سال و عمر مورد نظر ۲۰ سال می باشد. ضخامت مورد نیاز پیشنهادی

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

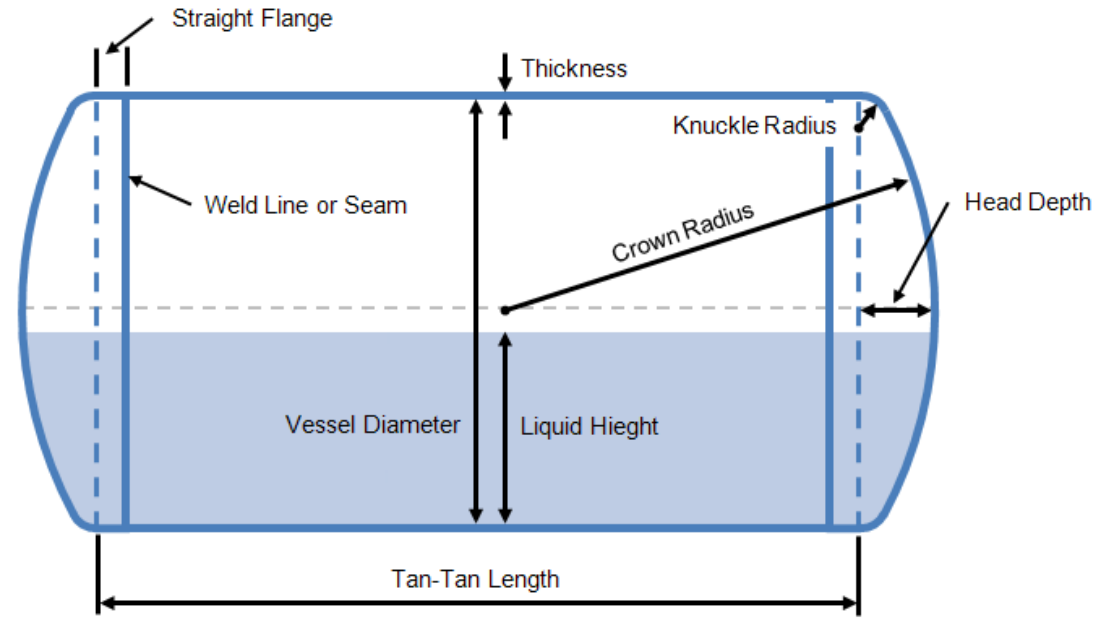
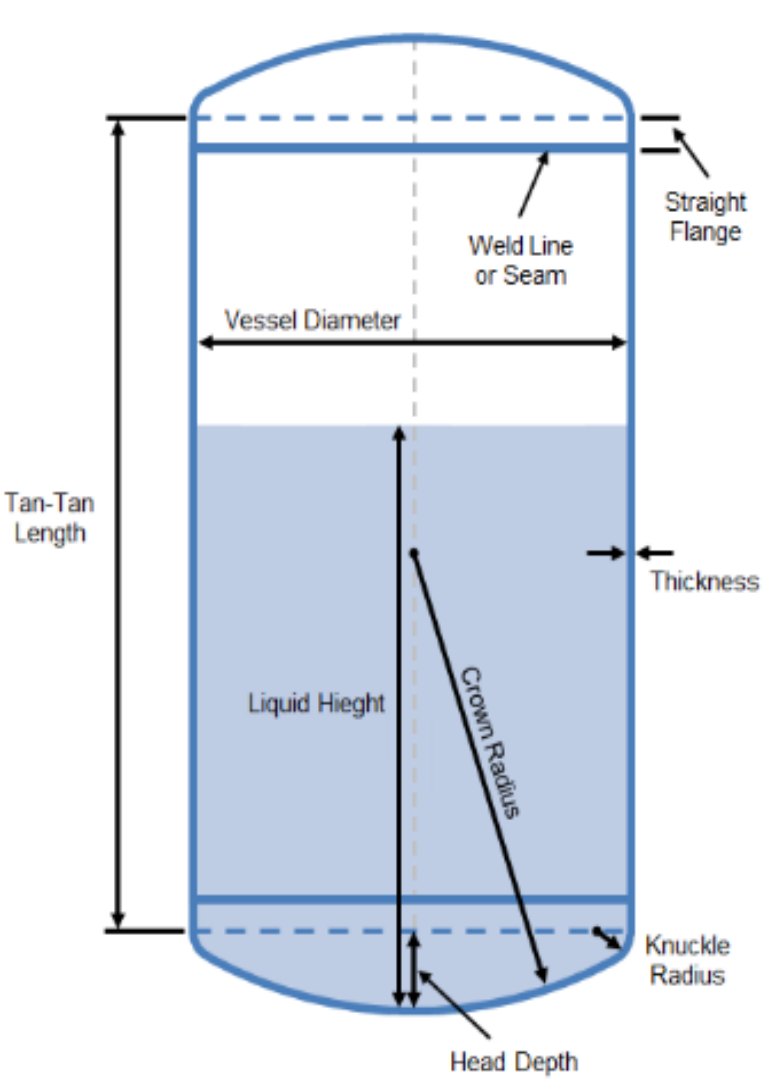
V
e
s
s
e
l



- 1) t1 = (500*3.125)/(2*17100*0.85-0.2*500)=1.38mm
t1 =Max(MAT, Cal)=Max(1.38mm, 2.8mm)=2.8mm
- 1) t2 = t1+ C=2.8+(20*0.1)=4.8mm
- 2) t 3 + 4.8+(20/8)=7.3mm
- 3) t 3 = 31.61/(1-0.125)= 7.3/0.875= 8.34mm

DESIGN:

UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS, PRESSURE ON CONCAVE SIDE	عدسی های و بخش های مختلف آن ، محاسبه ضخامت در بخش محدب آن
--	--

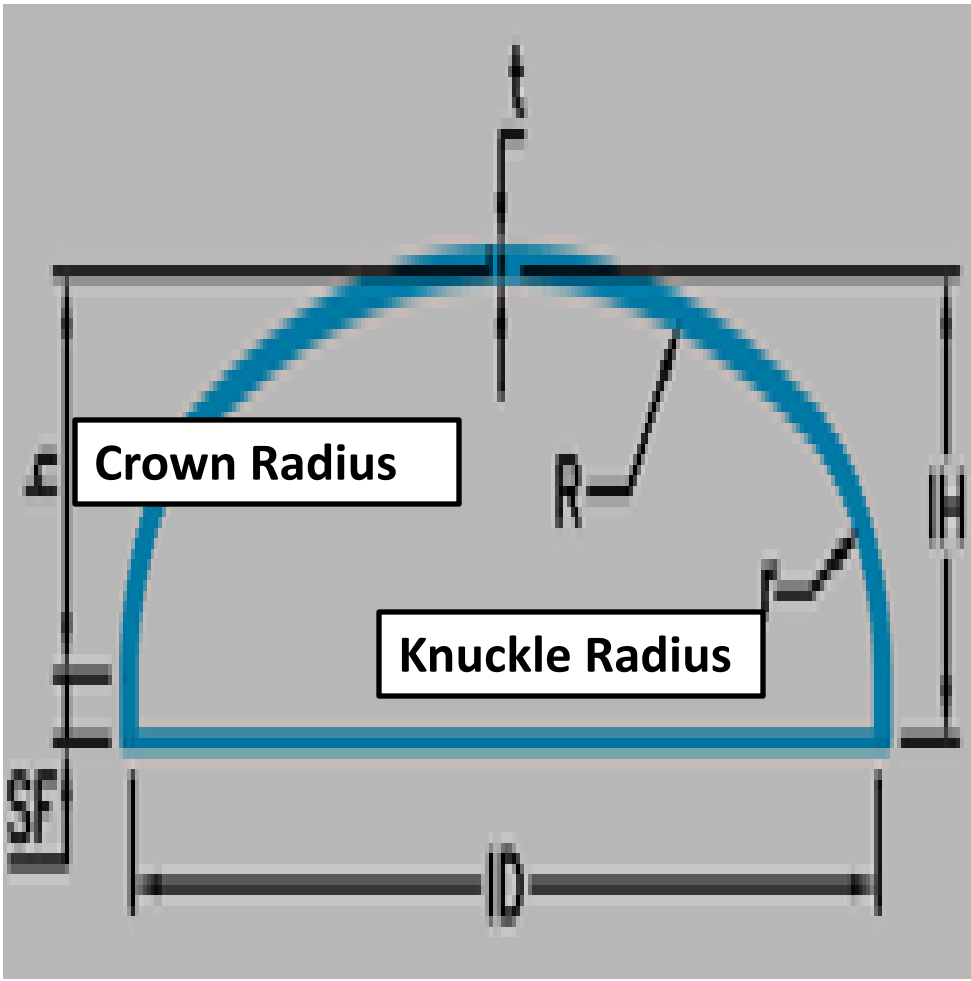


- ✓ L = inside spherical or crown radius
- ✓ r = inside knuckle radius
- ✓ D = inside diameter of the head skirt

DESIGN:

UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS,
PRESSURE ON CONCAVE SIDE

عدسی های و بخش های مختلف آن ،
محاسبه ضخامت در بخش محدب آن



$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P}$$

knuckle radius = 0.17D For
ellipsoidal

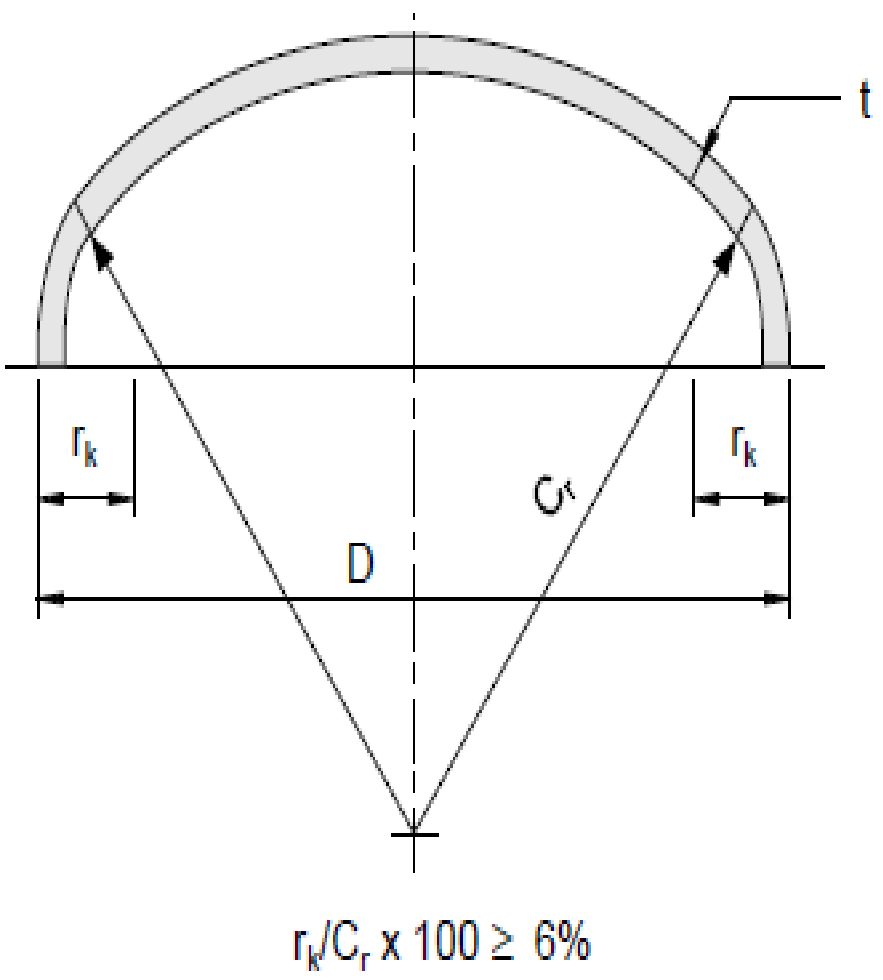
knuckle radius = 0.9D For
spherical radius

Ellipsoidal Heads With $t_s/L \geq 0.002$.

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

DESIGN:

UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS, PRESSURE ON CONCAVE SIDE	عدسی های و بخش های مختلف آن ، محاسبه ضخامت در بخش محدب آن
---	--



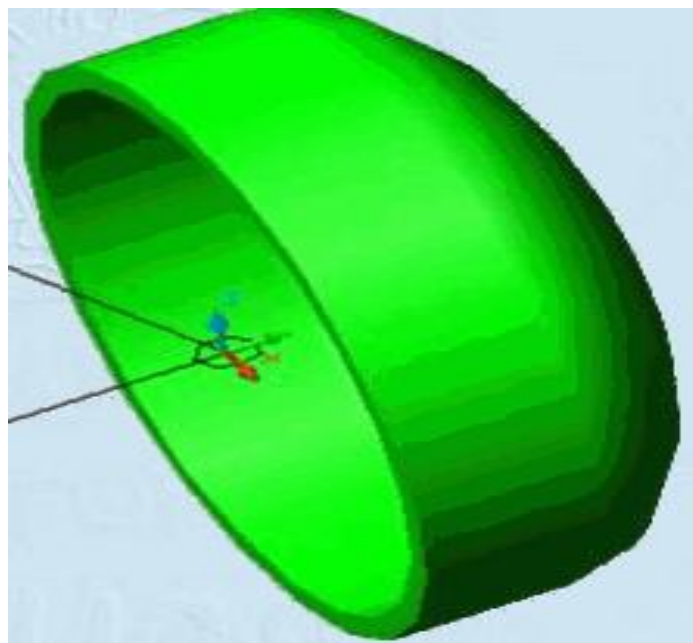
$$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$$

Torispherical heads made of materials having a specified minimum tensile strength exceeding 70,000 psi (485 MPa) shall be designed using a value of S equal to 20,000 psi (138 MPa) at room temperature and reduced in proportion to the reduction in maximum allowable stress values at temperature for the material

Torispherical Heads With $t_s / L \geq 0.002$

DESIGN:

UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS, PRESSURE ON CONCAVE SIDE	عدسی های و بخش های مختلف آن ، محاسبه ضخامت در بخش محدب آن
---	--



thickness of a hemispherical head does not exceed 0.356L, or P does not exceed 0.665SE, the following formulas shall apply

وقتی ضخامت شبه کره از 0.356L بیشتر و یا فشار از 0.665SE بیشتر باشد می توان از رابطه ذیل استفاده کرد.

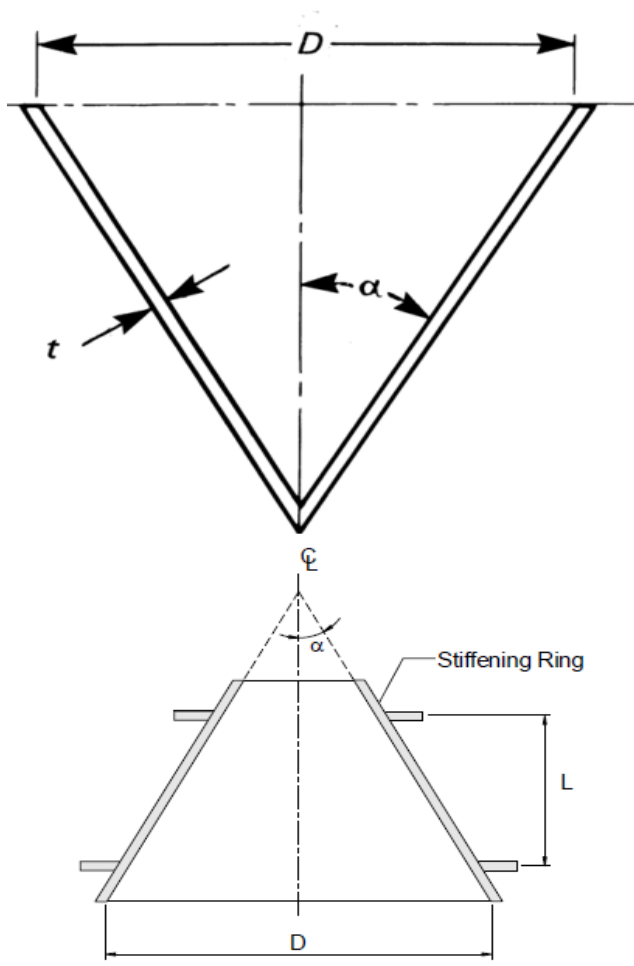
$$t = \frac{PL}{2SE - 0.2P}$$

Torispherical Heads With $t_s / L \geq 0.002$

DESIGN:

UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS, PRESSURE ON CONCAVE SIDE	عدسی های و بخش های مختلف آن ، محاسبه ضخامت در بخش محدب آن
---	--

Conical Heads and Sections (Without Transition Knuckle).



$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)}$$

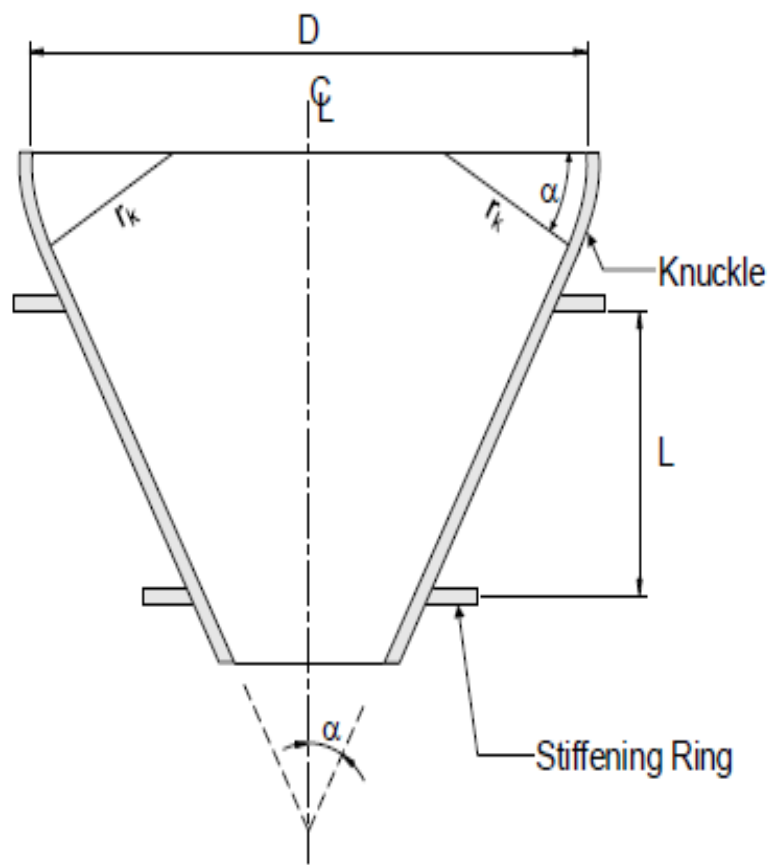
α not greater than 30 deg

زاویه مخروطی نباید از ۳۰ درجه بیشتر باشد

DESIGN:

UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS, PRESSURE ON CONCAVE SIDE	عدسی های و بخش های مختلف آن ، محاسبه ضخامت در بخش محدب آن
---	--

Toriconical Heads and Sections



ضخامت قسمت knuckle را می توان با استفاده از فرمول ذیل که مربوط به Torispherical heads می باشد محاسبه کرد. در این فرمول مقدار L را می بایست طبق رابطه ذیل حساب کرد. شعاع knuckle نباید از ۶ درصد قطر کمتر باشد

$$L= Di/2Cos \alpha$$

$$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$$

DESIGN:

UG-33 FORMED HEADS, PRESSURE ON CONVEX SIDE	عدسی های و بخش های مختلف آن ، محاسبه ضخامت برای زمانی که تحت فشار خارجی هستند.
---	--

قوانین این بخش شبیه مواردی است که در بخش UG-28 . جهت اعمال فشار خارجی در ظروف تحت فشار می باشد. یکی از روابط خیلی مهمی که در این بخش کاربرد دارد نسبت $D_0/2h_0$ است که در Appendix 1 هم به آن اشاره شده است

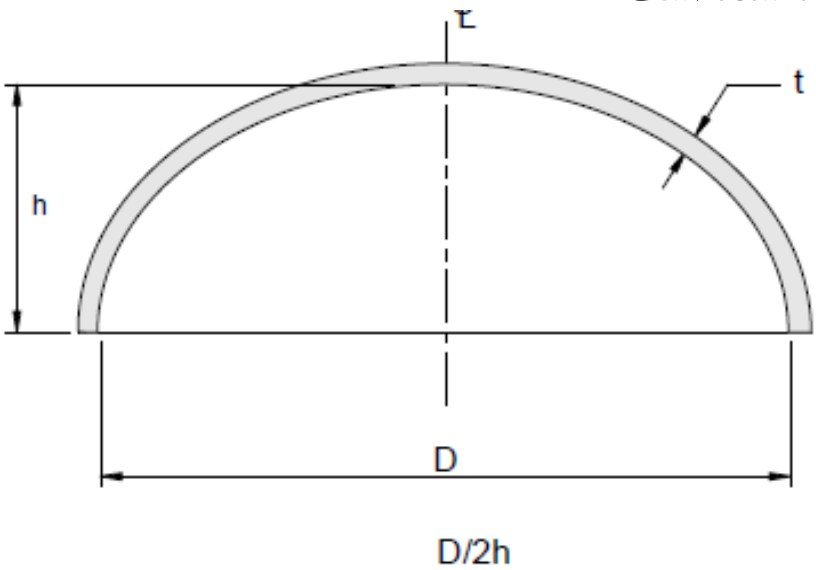


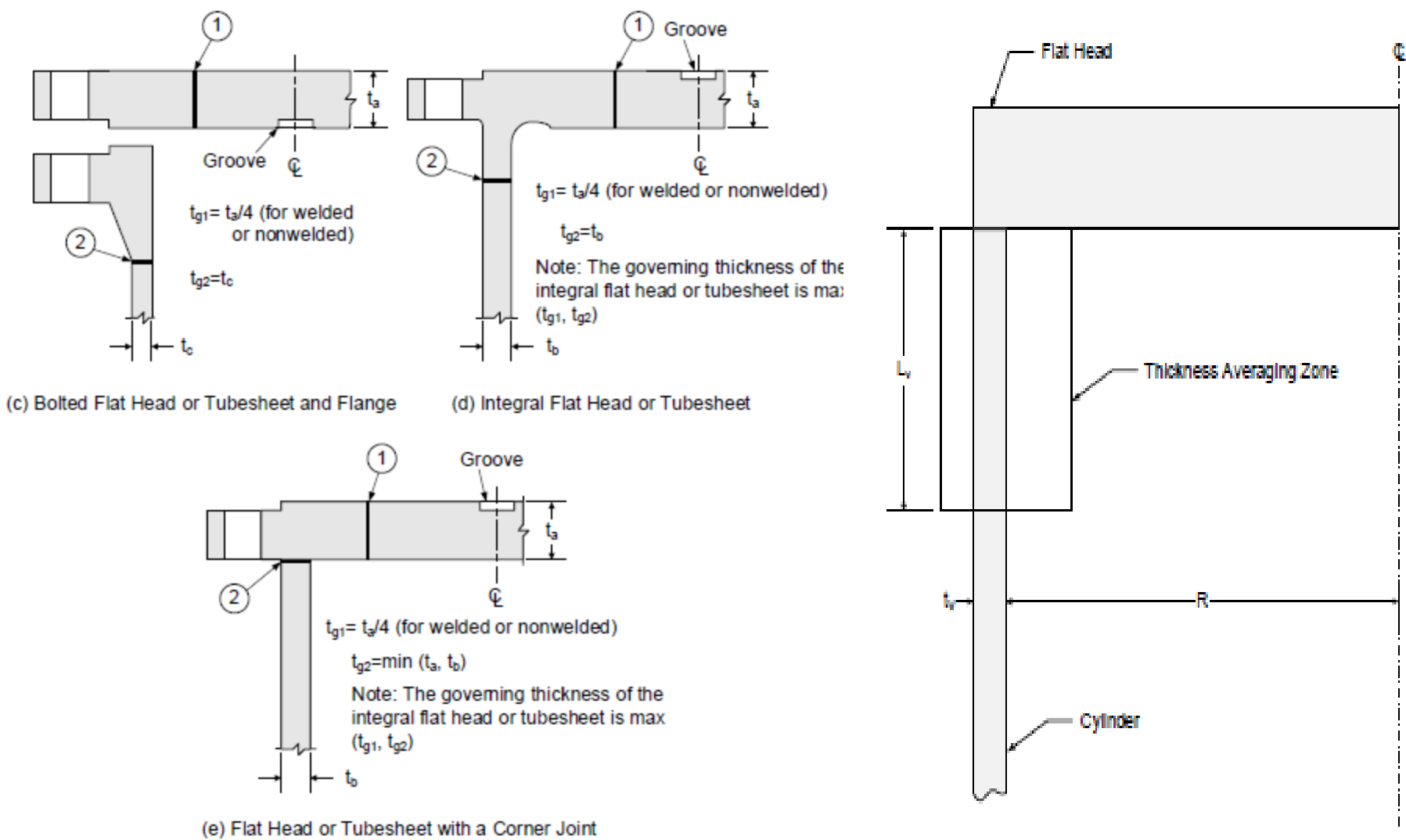
Table UG-33.1
Values of Spherical Radius Factor K_s for Ellipsoidal Head With Pressure on Convex Side

$D_o / 2h_o$	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_s	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

GENERAL NOTE: Interpolation permitted for intermediate values.

DESIGN:

UG-34 UNSTAYED FLAT HEADS AND COVERS



DESIGN:

UG-34 UNSTAYED FLAT HEADS AND COVERS

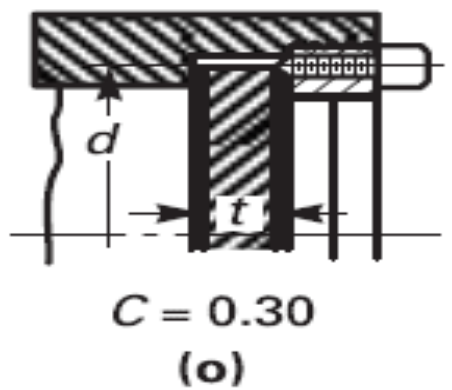


$$t = d \sqrt{CP / SE}$$

VIII-Div1

$$t_m = d_g \sqrt{\frac{3P}{16SEW}}$$

**ASME B31.3-
3.4.5.3 For
Blind**



VIII-Div1-Fig UG34



تهیه و ارائه : بهمن اکبری

MANDATORY APPENDIX 1 SUPPLEMENTARY DESIGN FORMULAS	الزامات تکمیلی برای فرمول های قید در در UG-27 تا UG 34 – رعایت الزامات این ضمیمه اجباری است
--	---

بدنه (Shell)

فرمول های قید شده در **UG27** زمانی معتبر است که ضخامت از نصف قطر داخلی کوچکتر و یا فشار از **0.385SE** کمتر باشد. اگر شرایط مذکور برقرار نباشد . از فرمول های ذیل جهت محاسبه باید استفاده کرد.

$$t = R \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right) ; \quad P = SE \log_e \left(\frac{R + t}{R} \right)$$

MANDATORY APPENDIX 1 SUPPLEMENTARY DESIGN FORMULAS	الزامات تکمیلی برای فرمول های قید در در UG-27 تا UG 34 – رعایت الزامات این ضمیمه اجباری است
--	---

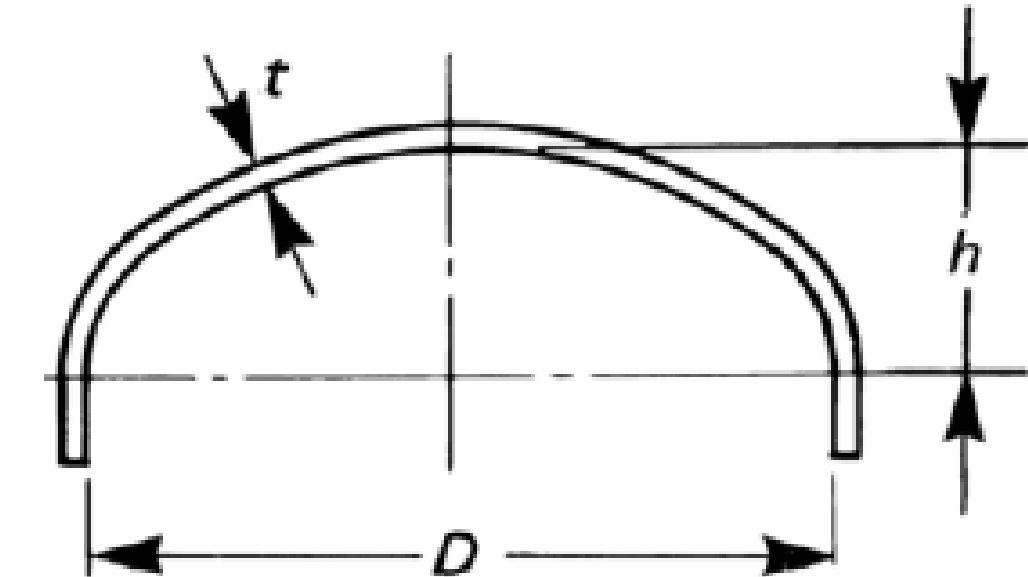
عدسی (Head)

فرمول های قید شده در UG32 زمانی معتبر است که نسبت ضخامت به طول از 0.002 کمتر باشد یعنی $L/t < 0.002$. اگر شرط مذکور برقرار نباشد. از فرمول های ذیل جهت محاسبه باید استفاده کرد.. به نوعی برای برخی فرمول ها ضریب اصلاحی K و برای برخی فرمول ها هم ضریب اصلاحی M استفاده می شود.

Ellipsoidal Heads

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P}$$

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$



تهیه و ارائه : یوسف اکبری

MANDATORY APPENDIX 1 SUPPLEMENTARY DESIGN FORMULAS	الزامات تکمیلی برای فرمول های قید در در UG-27 تا UG 34 – رعایت الزامات این ضمیمه اجباری است
--	---

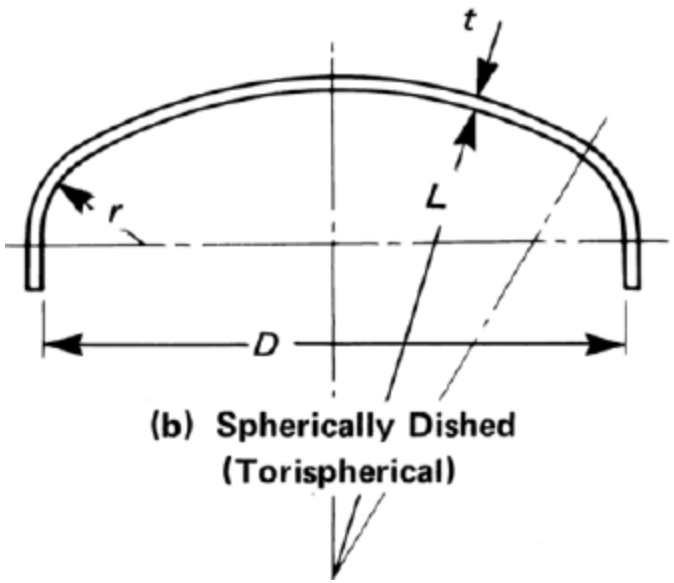
عدسی (Head)

فرمول های قید شده در UG32 زمانی معتبر است که نسبت ضخامت به طول از 0.002 کمتر باشد یعنی $L/t < 0.002$. اگر شرط مذکور برقرار نباشد. از فرمول های ذیل جهت محاسبه باید استفاده کرد.. به نوعی برای برخی فرمول ها ضریب اصلاحی K و برای برخی فرمول ها هم ضریب اصلاحی M استفاده می شود.

Torispherical Heads

$$t = \frac{PL_0M}{2SE + P(M - 0.2)}$$

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right)$$



MANDATORY APPENDIX 1 SUPPLEMENTARY DESIGN FORMULAS

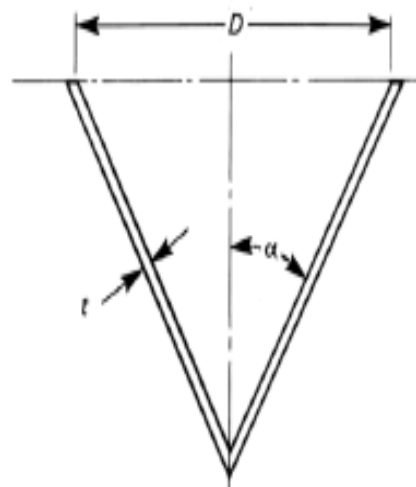
الزامات تکمیلی برای فرمول های قید در در
UG-27 تا UG 34 – رعایت الزامات این
ضمیمه اجباری است

عدسی (Head)

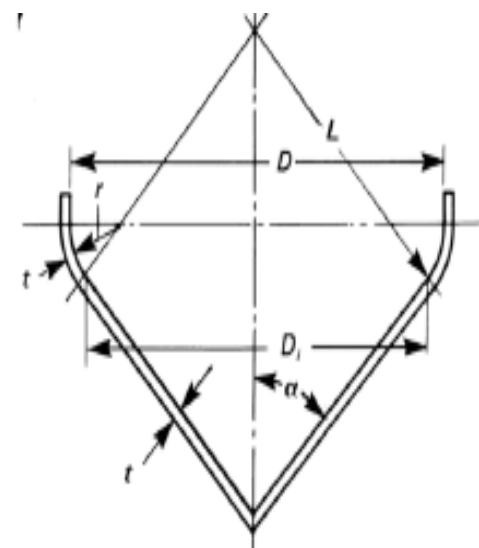
فرمول های قید شده در UG32 زمانی معتبر است که نسبت ضخامت به طول از 0.002 کمتر باشد یعنی $L/t < 0.002$. اگر شرط مذکور برقرار نباشد. از فرمول های ذیل جهت محاسبه باید استفاده کرد.. به نوعی برای برخی فرمول ها ضریب اصلاحی K و برای برخی فرمول ها هم ضریب اصلاحی M استفاده می شود.

Conical Heads

$$t = \frac{PD_o}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)}$$



(d) Conical



(e) Toriconical
(Cone Head With Knuckle)

DESIGN:

MANDATORY APPENDIX 1 SUPPLEMENTARY DESIGN FORMULAS	الزامات تکمیلی برای فرمول های قید در در UG-27 تا UG 34 – رعایت الزامات این ضمیمه اجباری است
--	---

Table 1-4.1 Values of Factor K											
<i>D / 2h</i>	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0
<i>K</i>	1.83	1.73	1.64	1.55	1.46	1.37	1.29	1.21	1.14	1.07	1.00
<i>D / 2h</i>	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	...
<i>K</i>	0.93	0.87	0.81	0.76	0.71	0.66	0.61	0.57	0.53	0.50	...
GENERAL NOTE: Use nearest value of <i>D / 2h</i> ; interpolation unnecessary.											

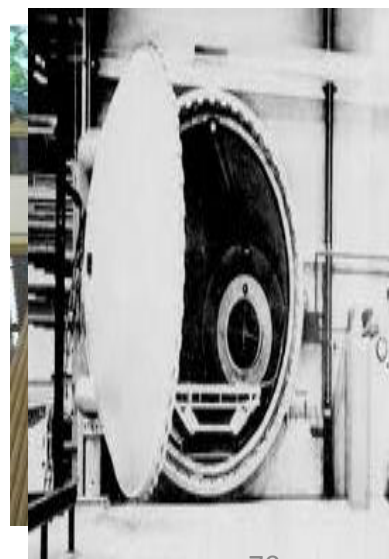
Table 1-4.2 Values of Factor M											
<i>L / r</i>	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
<i>M</i>	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
<i>L / r</i>	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
<i>M</i>	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
<i>L / r</i>	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 ² / ₃ [Note (1)]
<i>M</i>	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

DESIGN:

UG-35 OTHER TYPES OF CLOSURES

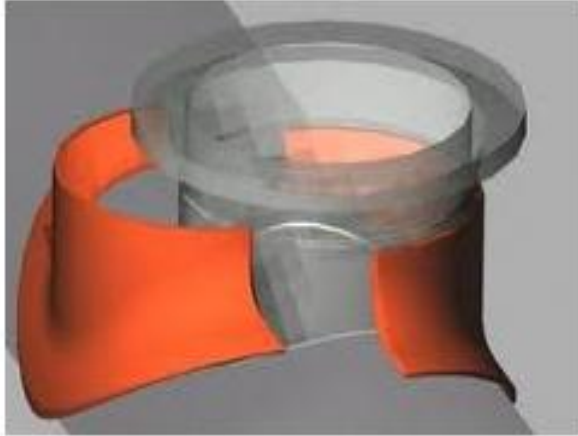
طراحی انتهای (Design End) یک ظرف تحت فشار به عوامل مختلفی بستگی دارد. یکی از این عوامل ماهیت سیال است و عامل دیگر روش های تعمیر و نگهداری می باشد که در Appendix FF به آن اشاره شده است.

تنش وارده به Closure نباید از ۵۰ درصد تنش مجاز یا AS بیشتر باشد.



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-36 OPENINGS IN PRESSURE VESSELS



الزامات مربوط به Reinforced Opening
✓ از UG36 تا UG43 در مورد Opening و reinforce توضیح داده است.

✓ برای ظروف تحت فشاری با قطر کمتر از 60in(1520mm) حداکثر قطر opening قابل قبول نصف قطر تجهیز و یا 20in می باشد.(مقدار کمتر)



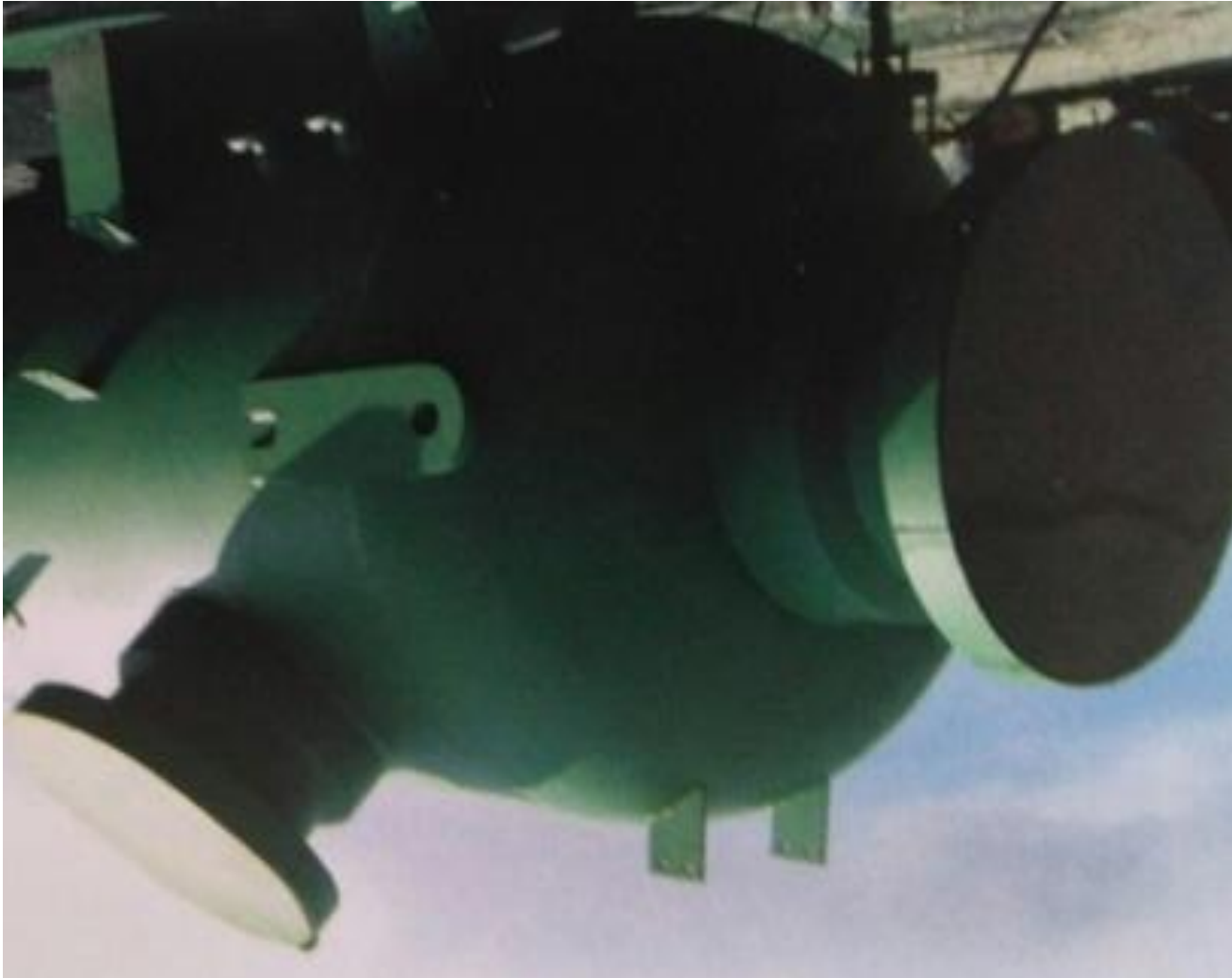
✓ برای ظروف تحت فشاری با قطر بزرگتر از 60in(1520mm) حداکثر قطر opening قابل قبول یک سوم قطر تجهیز و یا 40in می باشد.(مقدار کمتر)

✓ الزامات مربوط به ایجاد opening روی بدنه های مخروطی یا Conical shell نیز در Appendix1(1-7) آمده است که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد.

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-36 OPENINGS IN PRESSURE VESSELS

عموما ایجاد Opening با استفاده از پد تقویتی روی Closure ها محدودیتی ندارد ولی اگر قطر opening از نصف قطر بدنه تجهیز بیشتر باشد.



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-36 OPENINGS IN PRESSURE VESSELS

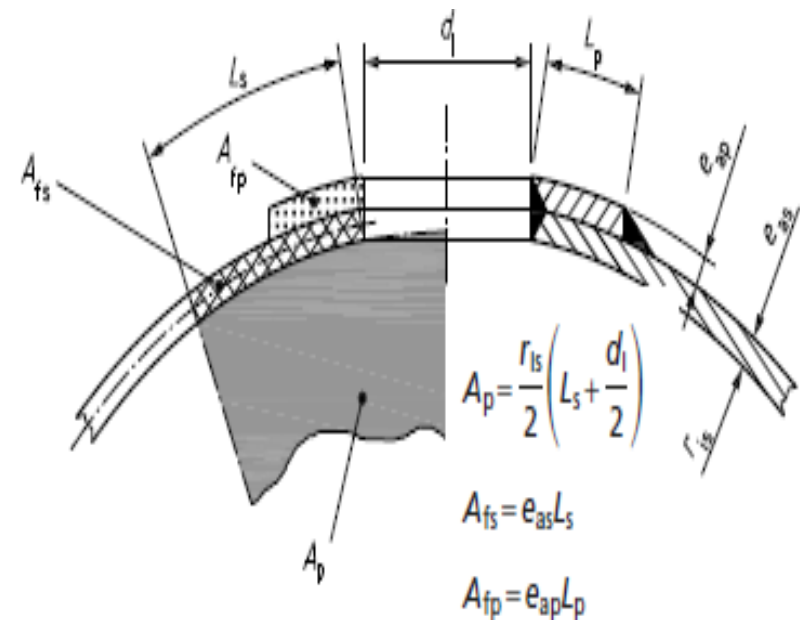
✓ برای نازل های با قطر کوچکتر از $3.5\text{in}(89\text{mm})$ و حداقل ضخامت مورد نیاز بدنه کمتر از

۱۰ میلیمتر پد تقویتی نیاز نیست

✓ در صورتیکه قطر نازل از $2.375\text{in}(60\text{mm})$ باشد و حداقل ضخامت از ۱۰ میلیمتر بیشتر باشد

پد تقویتی نیاز نیست

✓ برای اتصالات رزوه ای کوچکتر از $2.375\text{in}(60\text{mm})$ پد تقویتی نیاز نیست



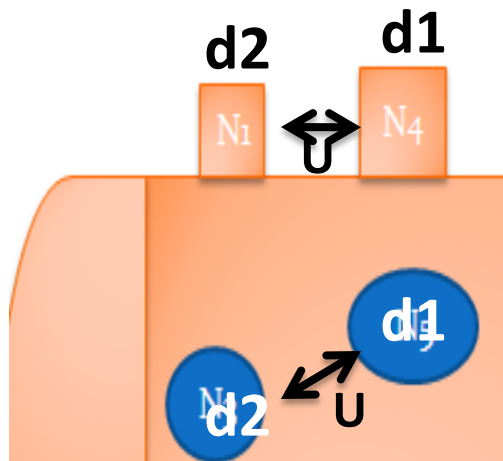
OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-36 OPENINGS IN PRESSURE VESSELS

(1) فاصله دو نازل فاقد پد تقویتی روی بدنه حداقل می بایست برابر با جمع اقطار آنها باشد.

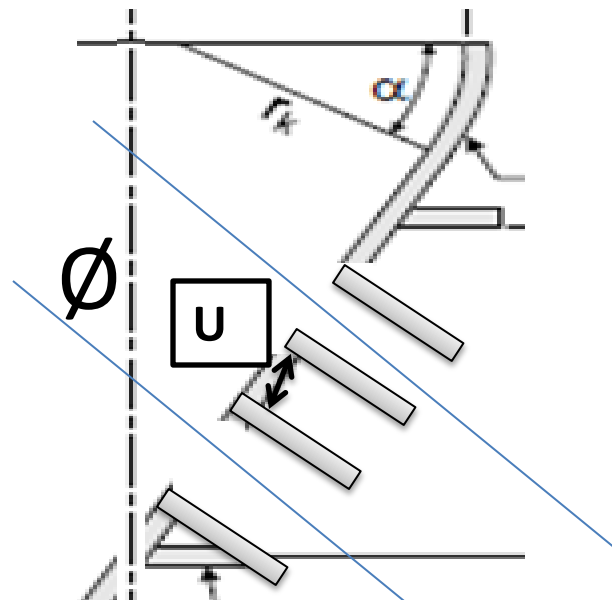
(2) حداقل فاصله بین دو پد تقویتی روی Conical نباید از $[(1+1.5\cos(\phi))[d_1+d_2]]$ کمتر نباشد

(3) برای بدنه های کروی و Flat Head حداقل فاصله برابر با $2.5[d_1+d_2]$ قابل قبول است.



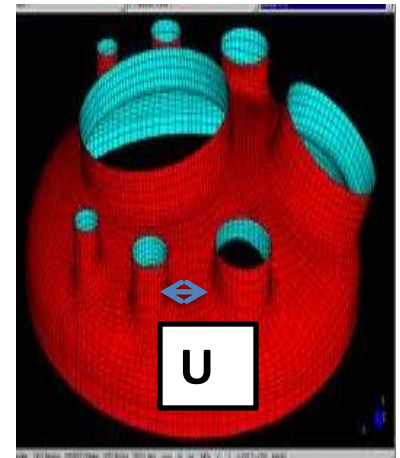
$$U \leq d_1 + d_2$$

1

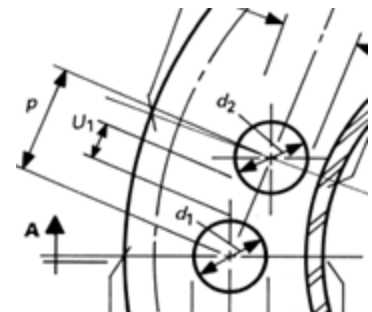


$$U \leq [(1+1.5\cos(\phi))[d_1+d_2]]$$

2



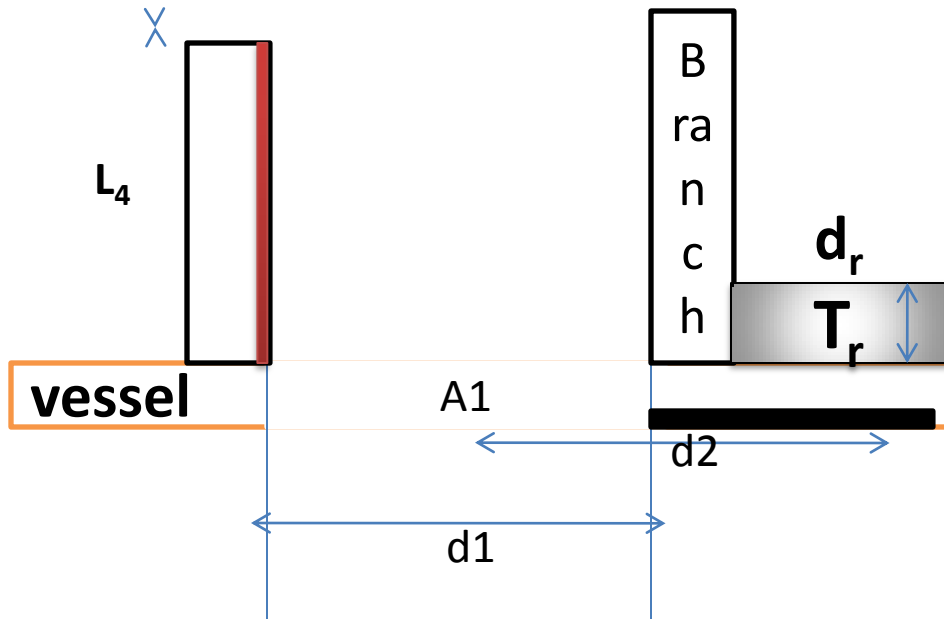
3



$$U \leq 2.5(d_1 + d_2)$$

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-37 REINFORCEMENT REQUIRED FOR OPENINGS IN SHELLS AND FORMED HEADS



d_1	$d_1 = [D_b - 2(T_b - C)]$
d_2	$\text{Max}(d_2 = (T_b - C) + (T_h - C) + d_1/2, d_1)$
t_h	$= PD_h/2SE$
T_h	Actual Thickness Of Header
t_b	$= PD_b/2SE$
T_b	= Actual Thickness Of Branch
$T_h - t_h$	
$T_b - t_b$	
L_4	$= \text{Min}[2.5(T_h - C), 2.5(T_b - C) + T_r]$

$$\checkmark A_b = L_4 \times (T_b - t_b)$$

$$\checkmark A_h = [d_2 - d_1/2] \times [(T_h - t_h)]$$

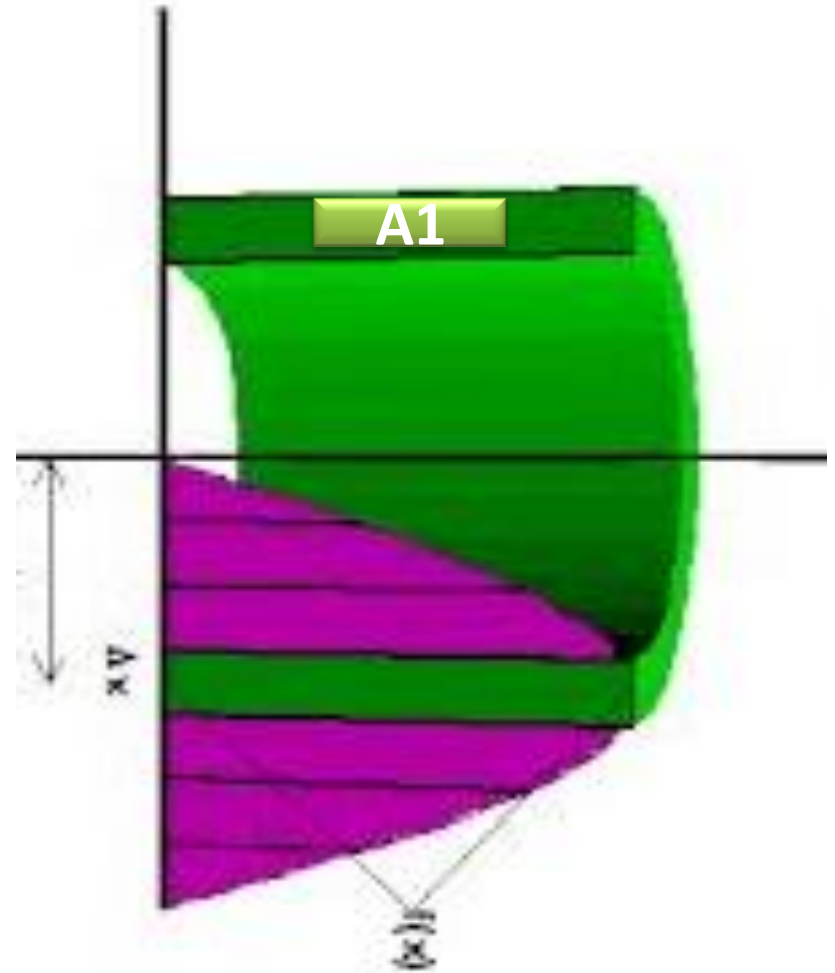
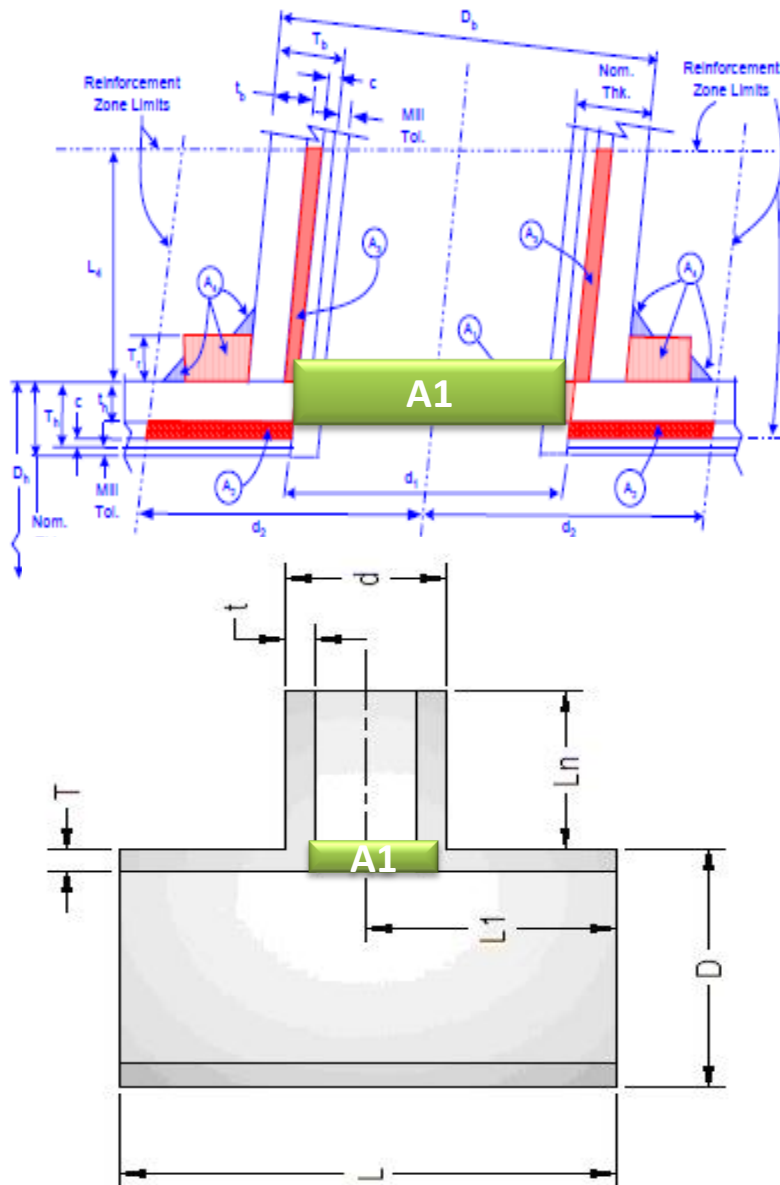
$$\checkmark A_1 = t_h \times d_1$$

✓ IF $A_h + A_b \geq A1$ RFD Is Not Require

✓ IF $A_h + A_b \leq A1$ RFD Is Require ($A_r = d_r \times T_r$)

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-37 REINFORCEMENT REQUIRED FOR OPENINGS IN SHELLS AND FORMED HEADS



UG-37 REINFORCEMENT REQUIRED FOR OPENINGS IN SHELLS AND FORMED HEADS



$T(h)=0.562$

$$t = PD/2SE$$

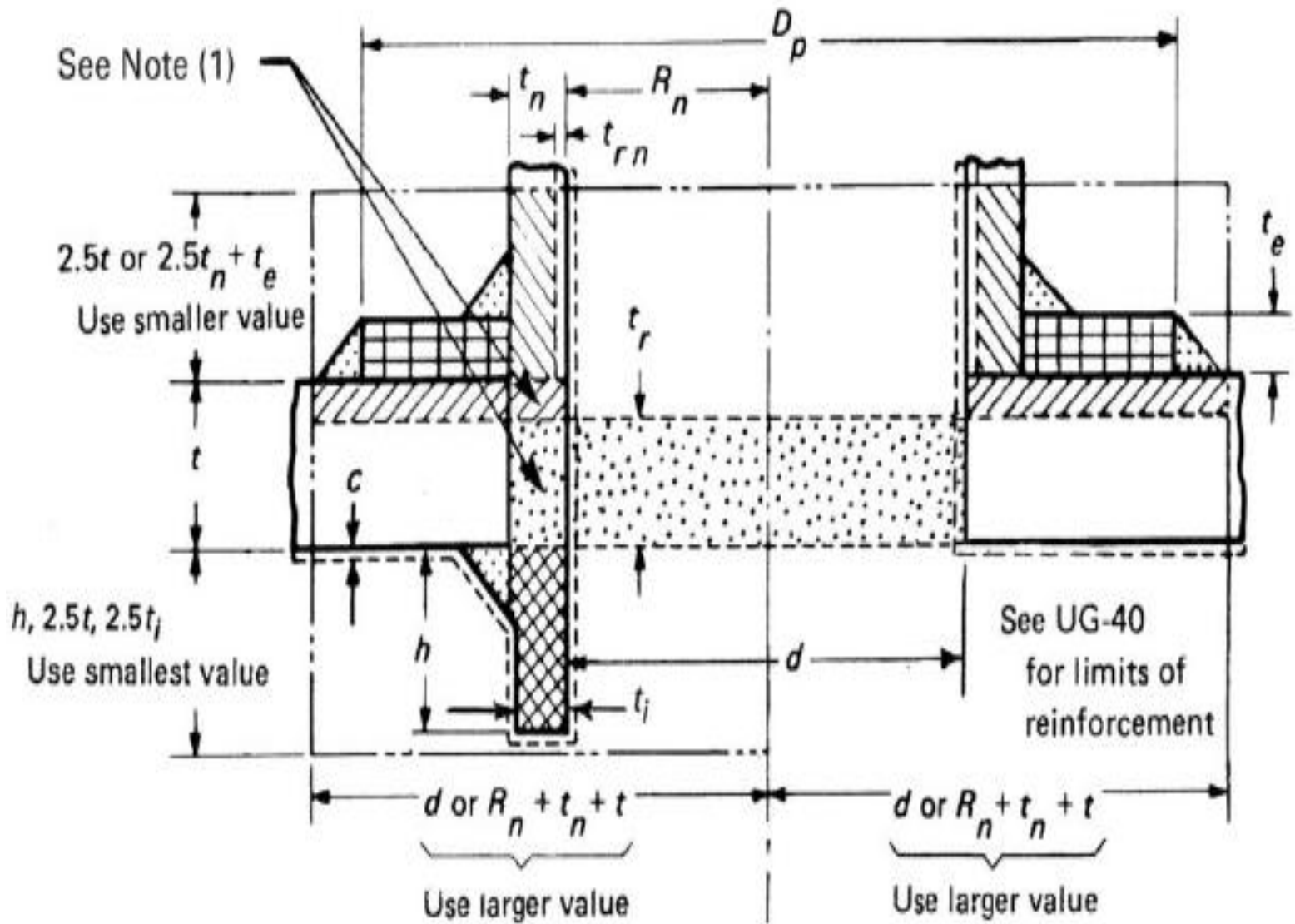
t (h)	0.363in
$A(h)=2*(d2-d1/2)*(0.562-0.363)=1.6in=3.2in^2$	
t (b)	0.266in
A(b)	$2*1.4*(0.375-0.266)=0.3in^2$

$$dr = 2.6 / \underline{0.562} = 4.6 \text{ in}$$

$$L4 = 2.5 * T(h) = 2.5 * 0.562 = 1.4$$

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-37 REINFORCEMENT REQUIRED FOR OPENINGS IN SHELLS AND FORMED HEADS



$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 \geq A$$

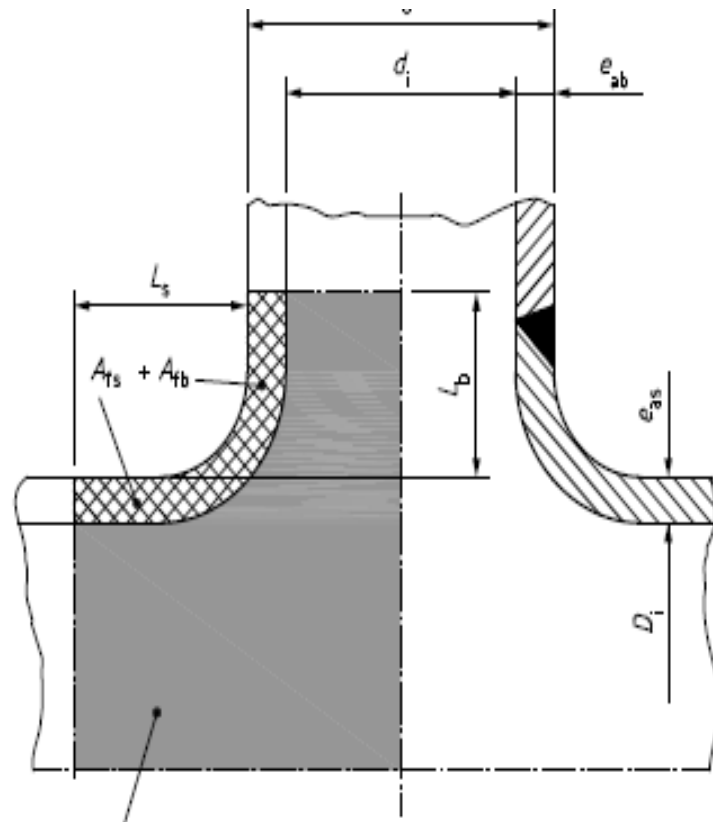
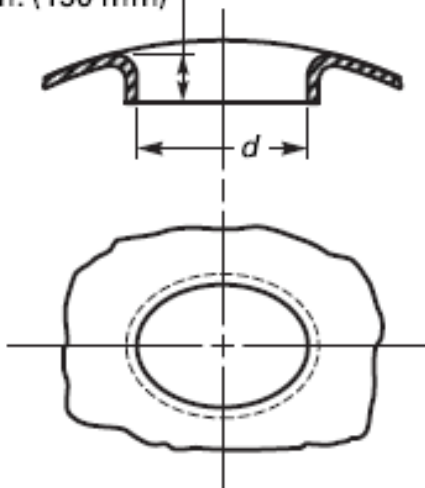
تهیه و ارائه : یوسف اکبری

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-38 FLUED OPENINGS IN SHELLS AND FORMED HEADS

Figure UG-38
Minimum Depth for Flange of Flued-In
Openings

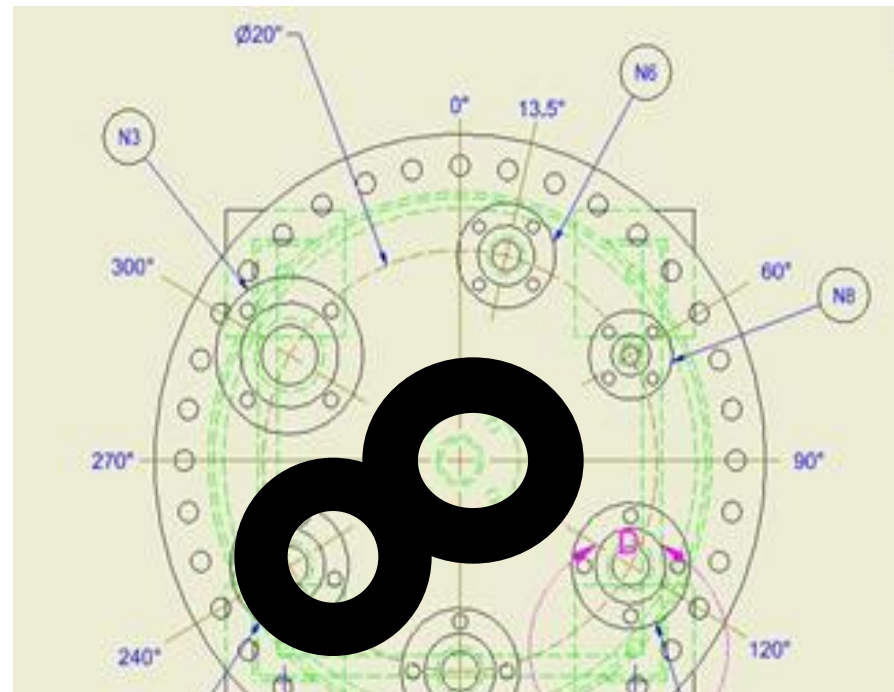
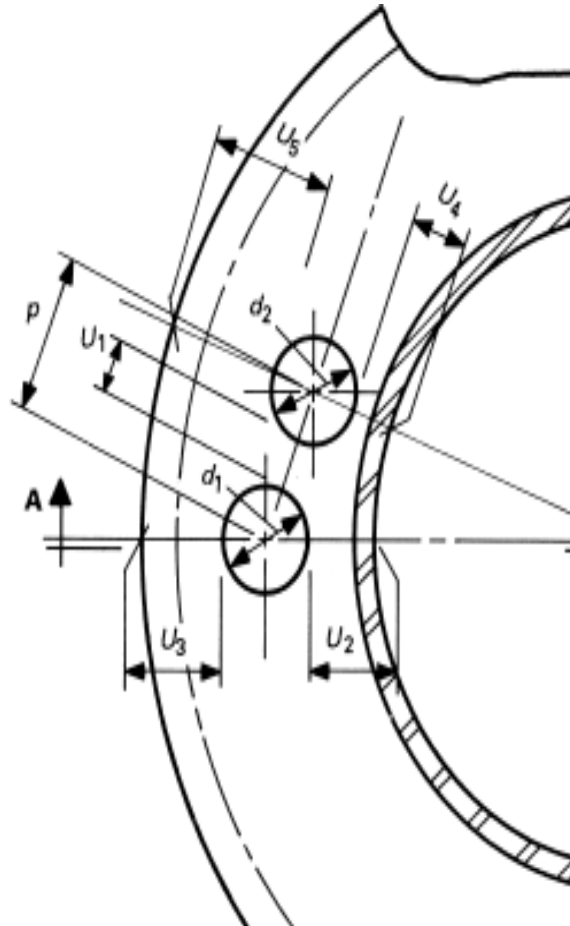
Minimum depth of flange: the
smaller of $3t_f$ or $t_f + 3$ in. (75 mm)
when d exceeds 6 in. (150 mm)



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-39 REINFORCEMENT REQUIRED FOR OPENINGS IN FLAT HEADS

نازل هایی که قطر آنها کمتر از نصف قطر Head است را ممکن است با پد تقویت کنند



نسبت تنش
مجاز نازل به
تنش مجاز
عدسی

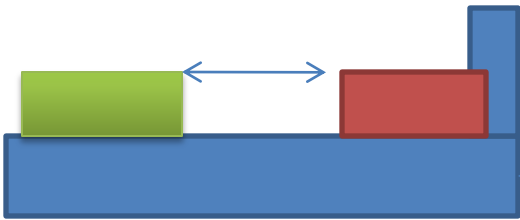
$$A = 0.5dt + tt_n (1 - f_{r1})$$

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-40 LIMITS OF REINFORCEMENT	محدودیت ها و الزامات مربوط به پد تقویتی
-------------------------------	---



6mm

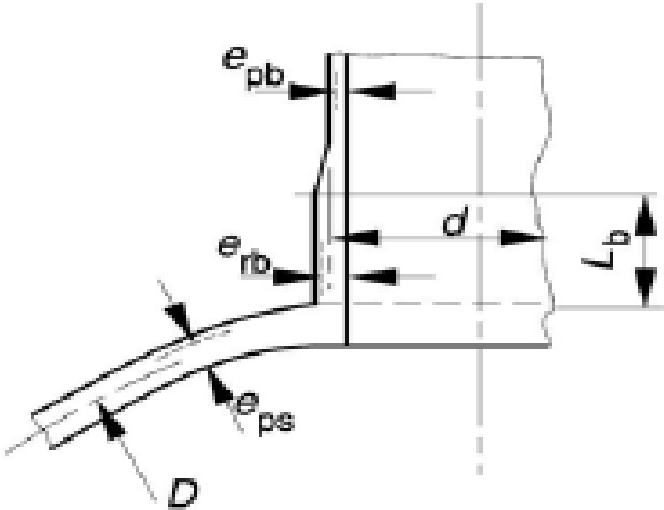
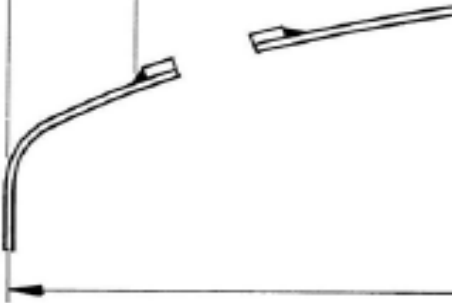


$2.5t(h) \text{ or } 2.5t(b) + t(e)$



$\text{Max}(d, R(n)+t(n))+t(h)$

$L \geq D/10$



تقویت با استفاده از ضخامت بیشتر نازل و بخشی از بدنه به صورت یکپارچه

تهیه و ارایه : یوسف اکبری

In Acc PD5500

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-40 LIMITS OF REINFORCEMENT

محدودیت ها و الزامات مربوط به پد تقویتی

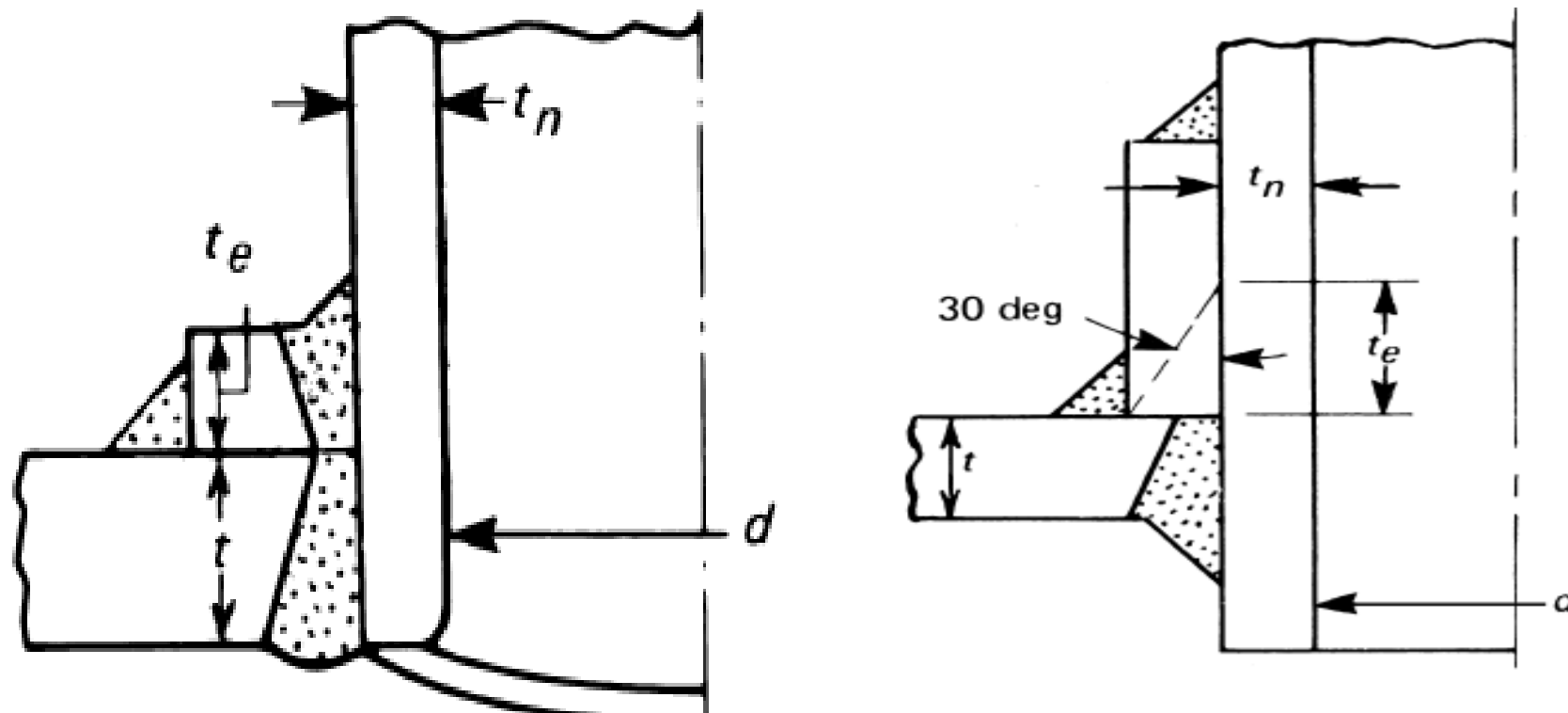


Figure UG-40

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-40 LIMITS OF REINFORCEMENT

محدودیت ها و الزامات مربوط به پد تقویتی

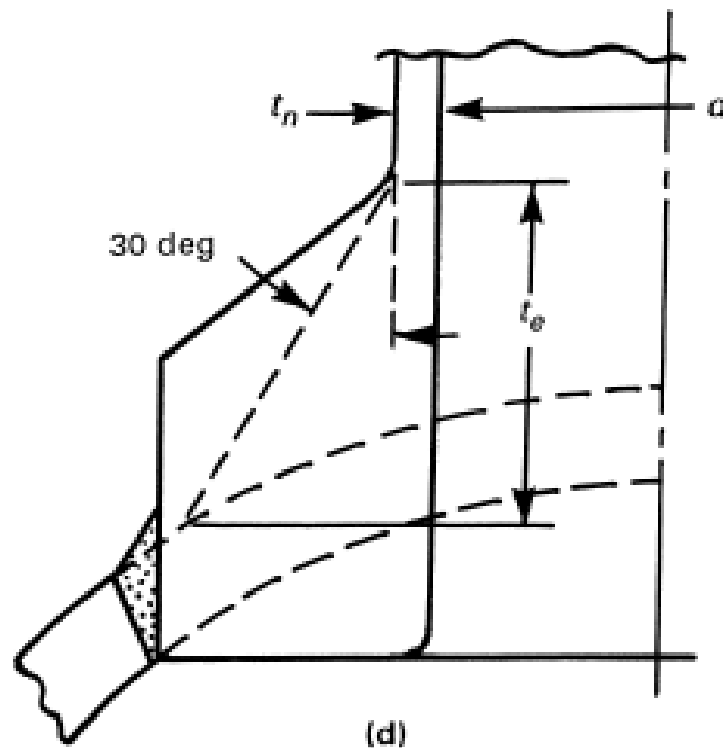


Figure UG-40

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-40 LIMITS OF REINFORCEMENT

محدودیت ها و الزامات مربوط به پد تقویتی

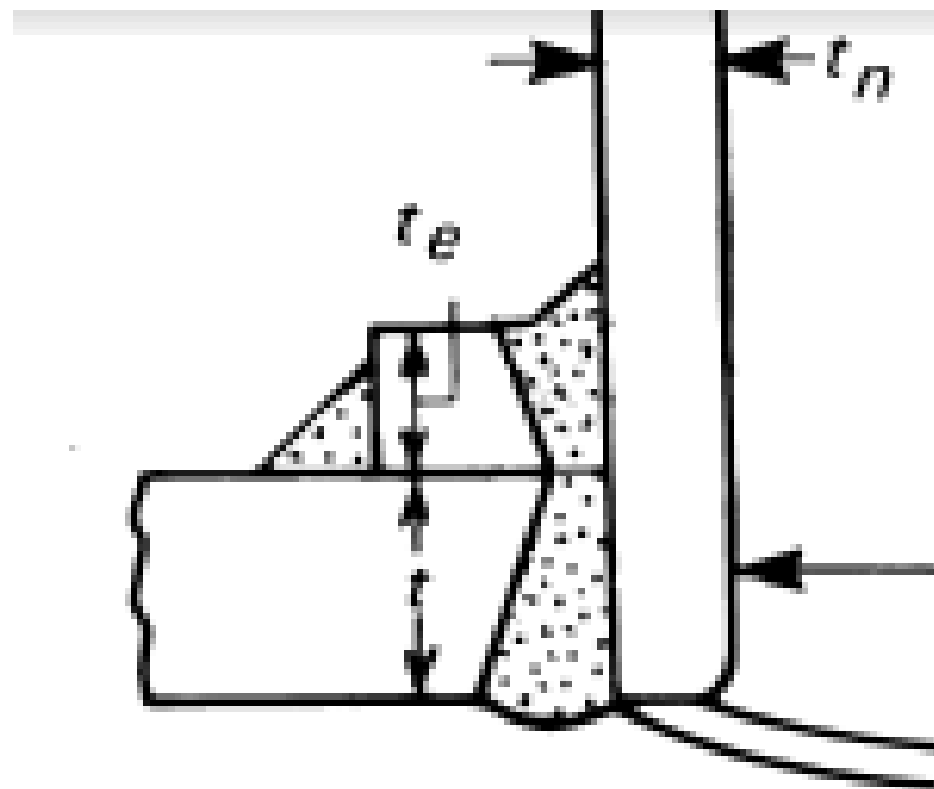
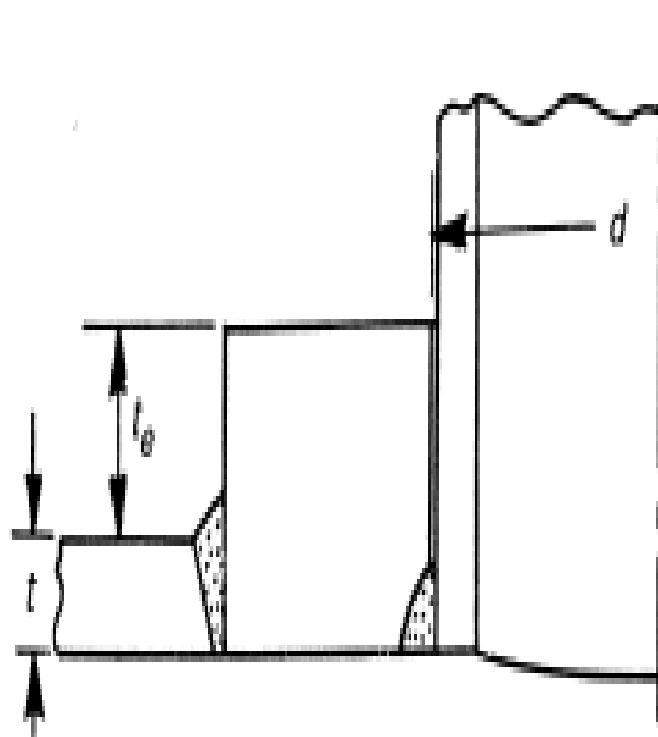


Figure UG-40

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-40 LIMITS OF REINFORCEMENT	محدودیت ها و الزامات مربوط به پد تقویتی
-------------------------------	---

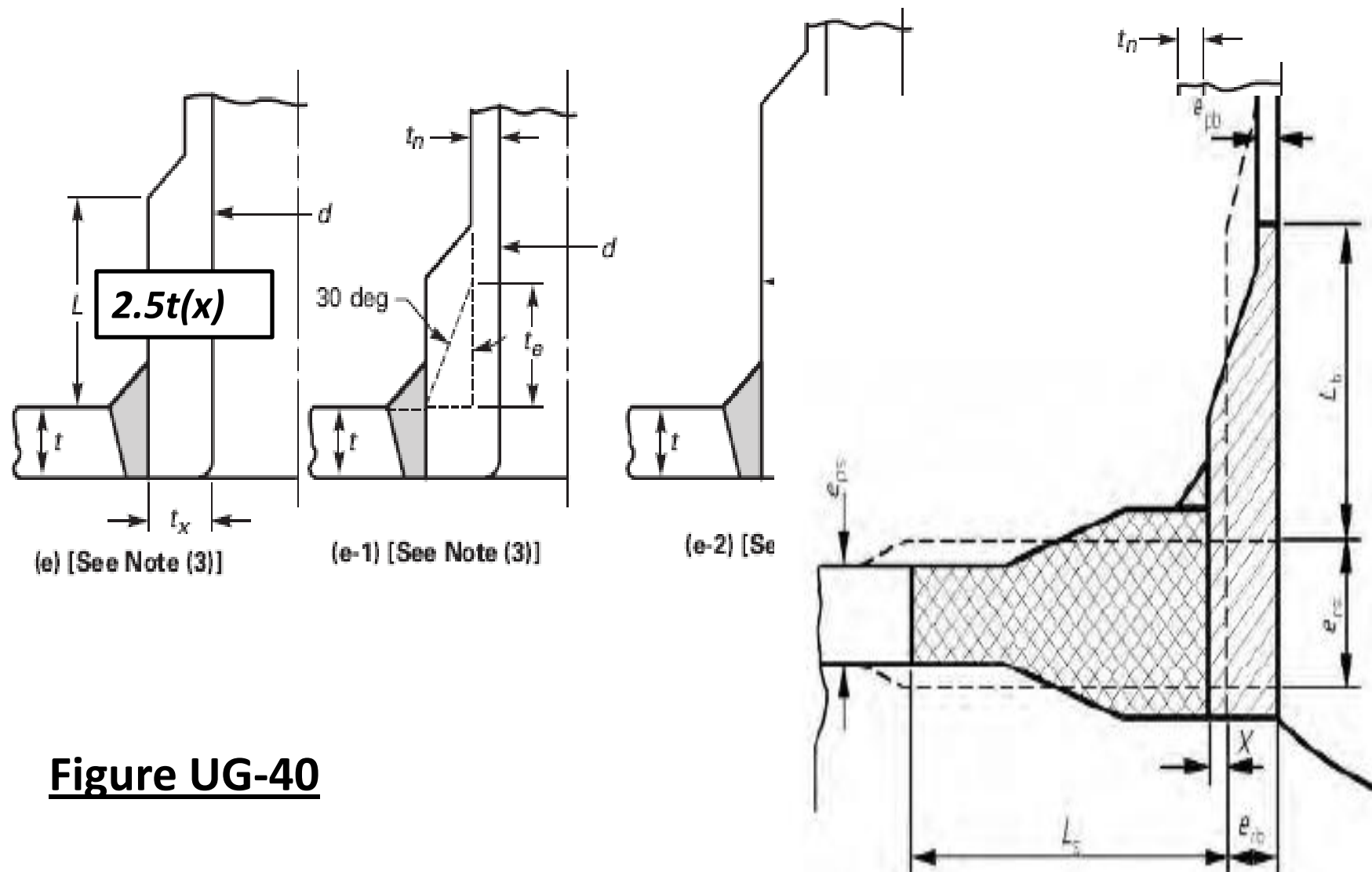


Figure UG-40

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

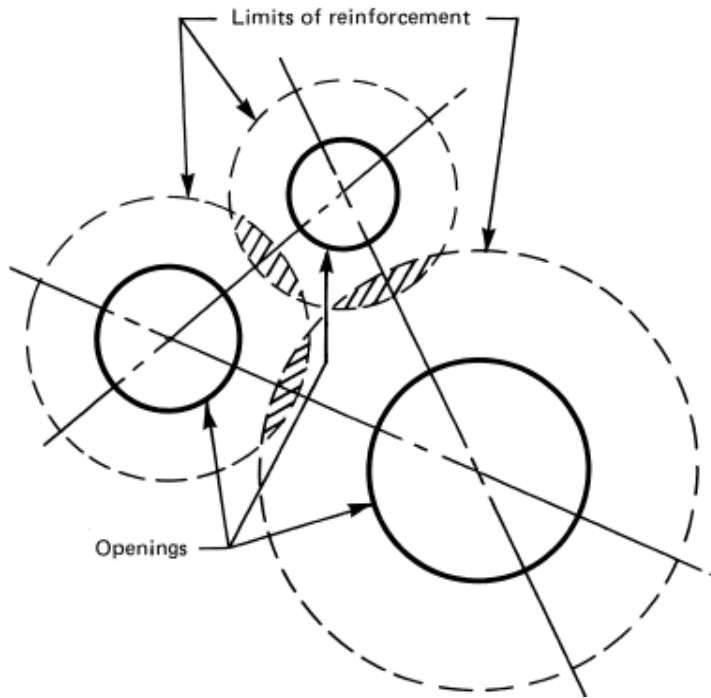
UG-41 STRENGTH OF REINFORCEMENT

(a) Material used for reinforcement shall have an allowable stress value equal to or greater than that of the material in the vessel wall, except that when such material is not available, lower strength material may be used, provided the area of reinforcement is increased in inverse proportion to the ratio of the allowable stress values of the two materials to compensate for the lower allowable stress value of the reinforcement. No credit may be taken

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

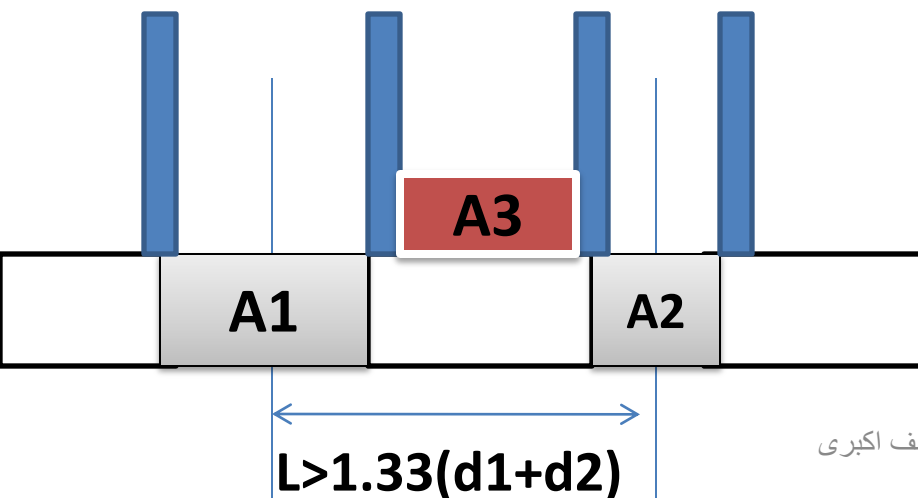
UG-42 REINFORCEMENT OF MULTIPLE OPENINGS

پد های تقویتی مشترک برای چند نازل



حداقل فاصله مرکز دو نازل می بایست برابر با $1.33(d1+d2)$ باشد.

سطح مقطع پد تقویتی که بین دو نازل قرار می گیرد ۵۰ درصد جمع دو سطح برش شده باشد.



$$A3 \geq 0.5(A1 + A2)$$

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

Appendix1-7 LARGE OPENINGS IN CYLINDRICAL AND CONICAL SHELLS	نازل با قطر بزرگ
--	------------------

در صورتیکه قطر نازل ها و سایر الزامات ابعادی از آنچه که در UG36 تا UG42 عنوان شد علاوه بر بحث استحکام از دست رفته به دلیل حذف بخشی از سطح که در معرض تنش می باشد با خطر دیگری به نام تنش های خمشی مواجه هستیم. به عنوان مثال

-قطر نازل ها برای ظروف تحت فشاری با قطر کمتر ۶۰ اینچ از مقدار زیر بیشتر باشد. (R شعاع ظرف و t ضخامت می باشد)

$$\text{Min} = 40\text{in}, 3.4(Rt)^{1/2} -$$

-در این شرایط تا زمانی که نسبت $R(n)/R$ از ۰.۷ کمتر است است صرفاً بحث جبران استحکام از دست رفته و ایجاد سطحی که استحکام از دست رفته را جبران کند مطرح است ولی در غیر این صورت بحث تنش خمشی نیز مطرح می شود. و هر دو موضوع را باید بررسی کرد.

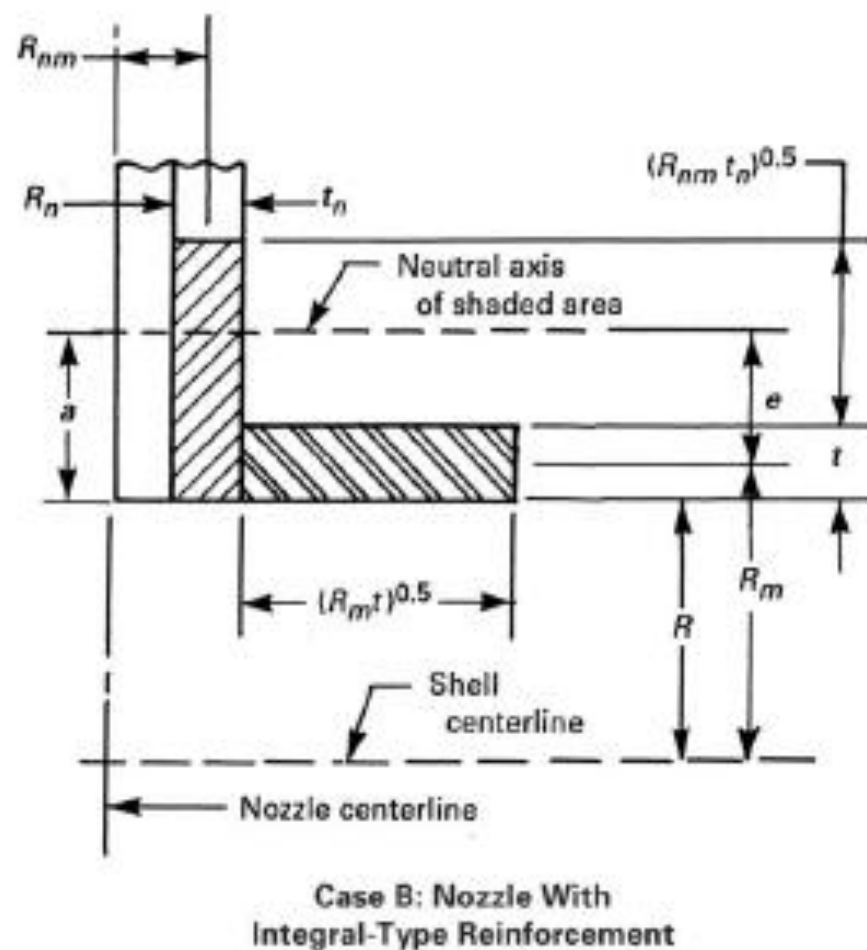
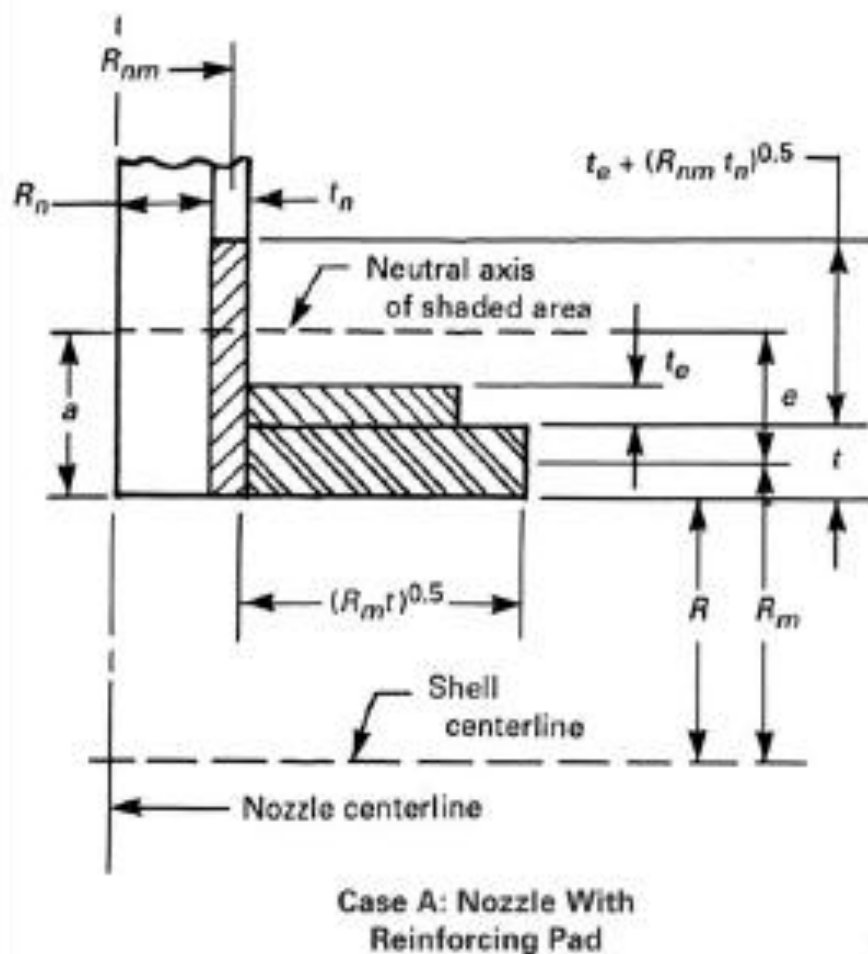
Have a long Story $x(Rt)^{1/2}$ -

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

Appendix 1-7 LARGE OPENINGS IN CYLINDRICAL AND CONICAL SHELLS

نازل با قطر بزرگ

Figure 1-7-1



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

Appendix 1-7 LARGE OPENINGS IN CYLINDRICAL AND CONICAL SHELLS

نازل با قطر بزرگ

Case A (see Figure 1-7-1)

$$S_m = P \left(\frac{R(R_n + t_n + \sqrt{R_m t}) + R_n(t + t_e + \sqrt{R_{nm} t_n})}{A_s} \right) \quad (1)$$

Case B (see Figure 1-7-1)

$$S_m = P \left(\frac{R(R_n + t_n + \sqrt{R_m t}) + R_n(t + \sqrt{R_{nm} t_n})}{A_c} \right) \quad (2)$$

Cases A and B (See Figure 1-7-1 or Figure 1-7-2)

$$M = \left(\frac{R_n^3}{6} + R R_n e \right) P \quad (3)$$

$$a = e + t/2 \quad (4)$$

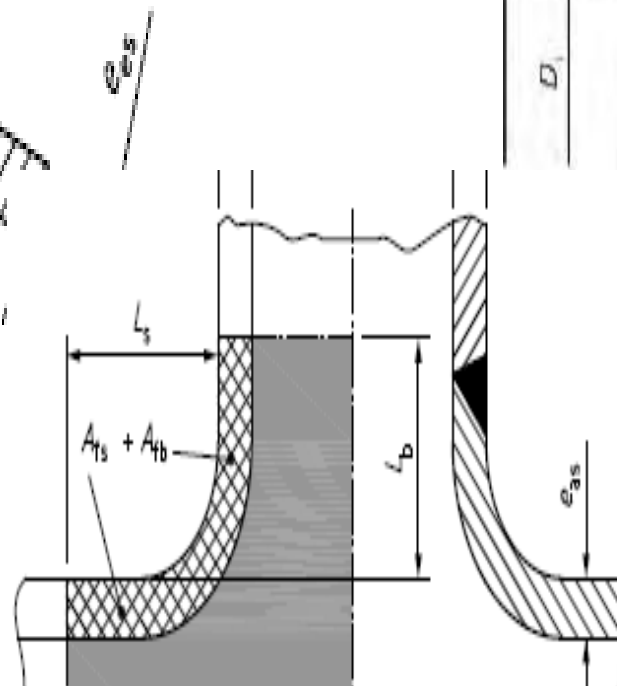
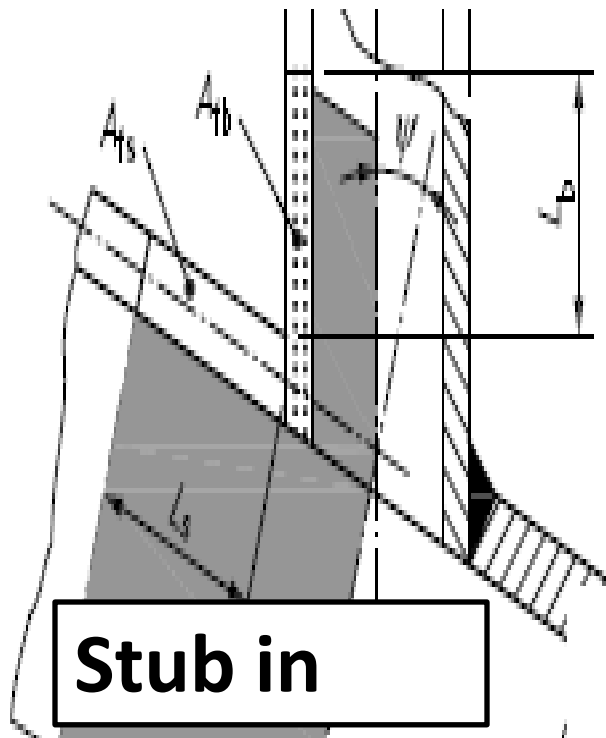
$$S_b = \frac{Ma}{I} \quad (5)$$



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-43 METHODS OF ATTACHMENT OF PIPE AND NOZZLE NECKS TO VESSEL WALLS

روش های اتصال نازل به بدنه ظروف تحت فشار



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-43 METHODS OF ATTACHMENT OF PIPE AND NOZZLE NECKS TO VESSEL WALLS

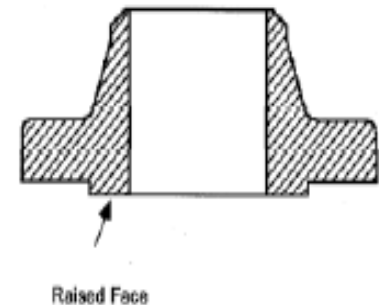
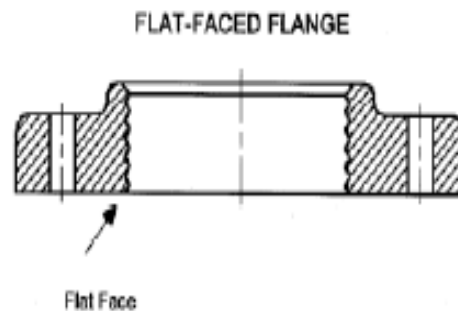
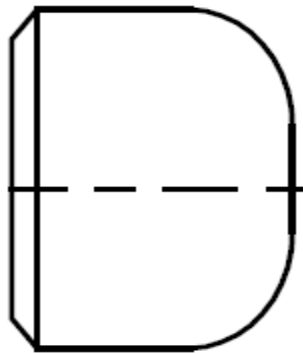
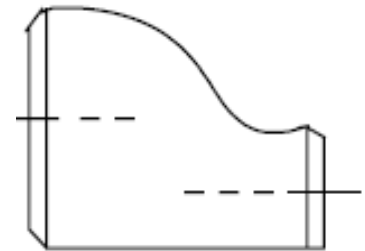
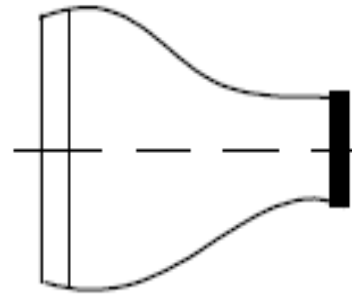
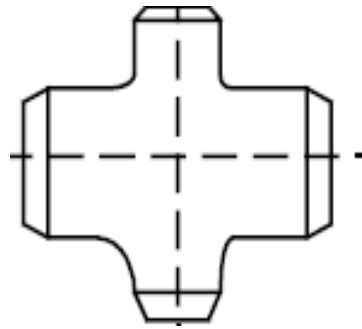
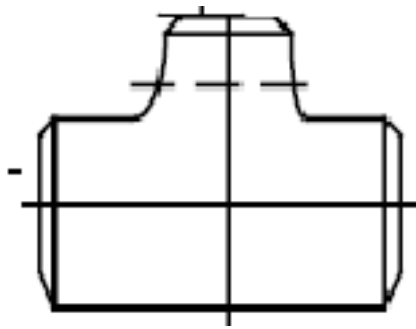
روش های اتصال نازل به بدنه ظروف تحت فشار

Table UG-43
Minimum Number of Pipe Threads for Connections

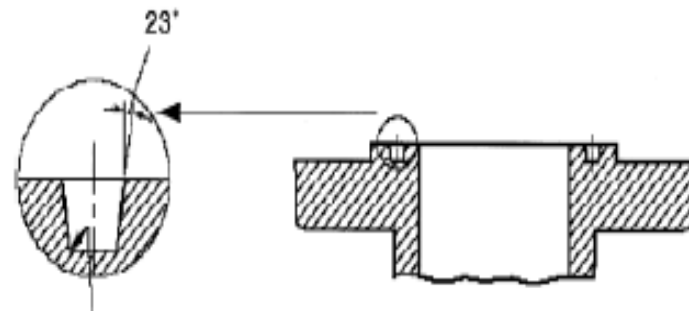
Size of Pipe Connection, NPS (DN)	Threads Engaged	Min. Plate Thickness Required, in. (mm)
$\frac{1}{2}$ and $\frac{3}{4}$ (DN 15 and 20)	6	0.43 (11.0)
1, $1\frac{1}{4}$, and $1\frac{1}{2}$ (DN 25, 32, and 40)	7	0.61 (15)
2 (DN 50)	8	0.70 (18)
$2\frac{1}{2}$ and 3 (DN 65 and 80)	8	1.0 (25)
4–6 (DN 100–150)	10	1.25 (32)
8 (DN 200)	12	1.5 (38)
10 (DN 250)	13	1.62 (41)
12 (DN 300)	14	1.75 (45)

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-44 FLANGES AND PIPE FITTINGS



RING JOINT



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-45 NOZZLE NECK THICKNESS

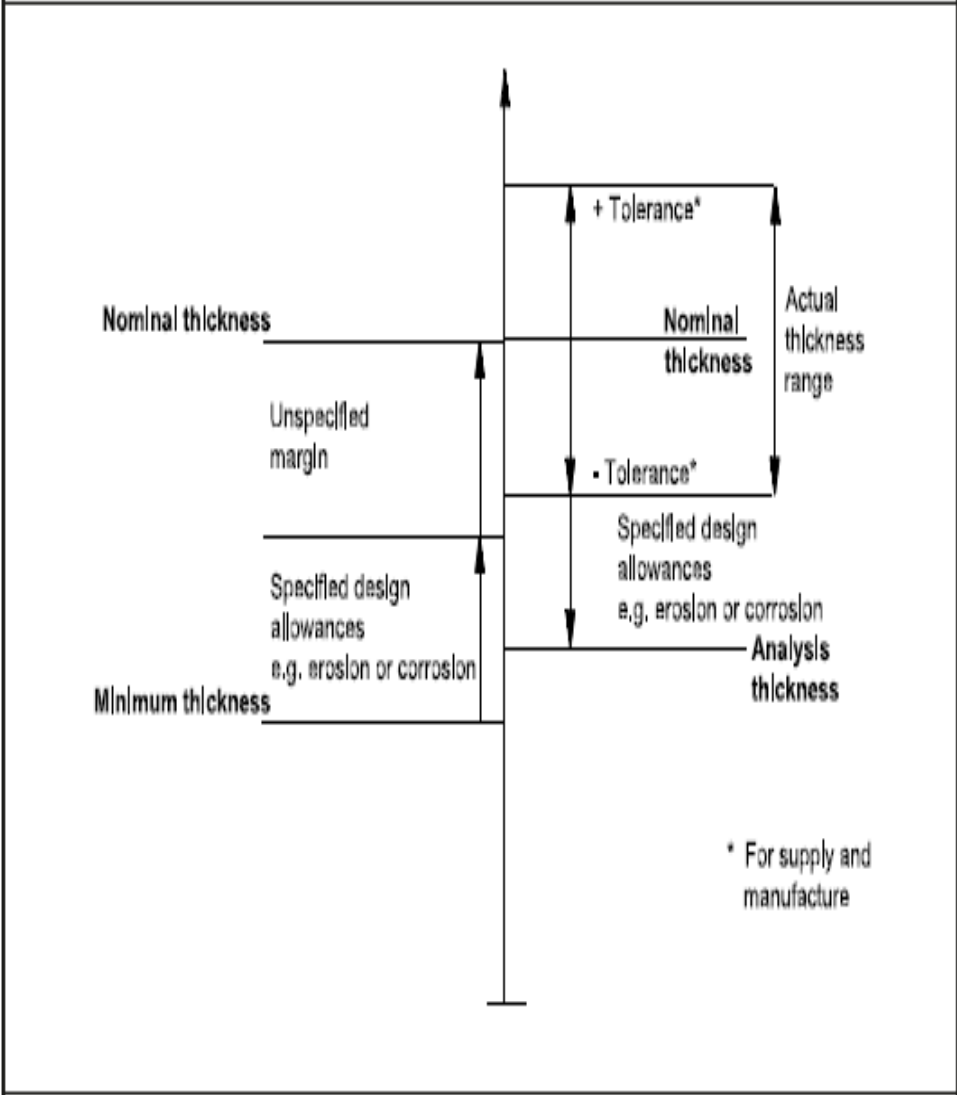


Table UG-45
Nozzle Minimum Thickness Requirements

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

GENERAL NOTE: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard NPS (DN) size, the NPS (DN) size chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the nozzle outside diameter.

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-46 INSPECTION OPENINGS

در این بخش بازرسی وضعیت نازل های و چیدمان آنها از جمله نازل های آدم رو (Manhole) بابت بازرسی داخلی و نازل های دست رو (Hand hole) جهت دسترسی سطح داخلی ظروف حین بهره برداری مد نظر می باشد.

✓ سرویس های هوای فشرده می بایست فاقد زطوبت باشند زیرا در نقطه شبنم رطوبت روی سطح ایجاد و باعث خوردگی موضعی می شود.

✓ موضوع ایجاد Till tall hole برای ظروف تحت فشاری که سطوح داخلی آنها در دسترس نیستند مد نظر قرار گیرد. البته استفاده از این روش برای سیالات سمی و هوای فشرده مورد تایید نمی باشد.

✓ برای سیستم های غیر خورنده ممکن است بازرسی داخلی زمان بهره برداری حذف و صرفا به بررسی Till tall hole اکتفا شود.



OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-46 INSPECTION OPENINGS

✓ برای ظروف تحت فشاری با قطر کمتر از ۱۲ اینچ ممکن است نازل مستقل تعبیه نشود. البته به شرطی که ظرف دارای دو انشعاب با قطر بزرگتر از 3/4in با قابلیت برداشته شدن سیستم piping از نازل ها باشد.

✓ ظروف تحت فشار با قطر بزرگتر از ۱۲ اینچ و کوچکتر از ۱۶ اینچ حداقل می بایست دارای دو نازل ویژه انجام بازرسی داخلی حین بهره برداری باشند. (hand hole) این نازل ها ممکن است رزوه باشند و حداقل قطر آنها نیز می بایست 1.5in باشد.

✓ برای ظروف تحت فشاری که دارای قطر بزرگتر از ۱۶ اینچ و کمتر از ۱۸ اینچ هستند حداقل نیاز به تعبیه دو نازل hand hole با قطر حداقل 1.5in هستند.

OPENINGS AND REINFORCEMENTS:

UG-46 INSPECTION OPENINGS

✓ ظروف تحت فشاری که قطر آنها بین ۱۸ تا ۳۶ اینچ هستند لازم است حداقل یک نازل manhole و دو نازل handhole با قطر حداقل ۲ اینچ دارند.

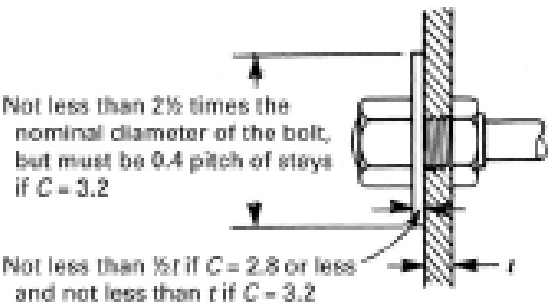
✓ ظروف تحت فشار با قطر بزرگتر از ۳۶ اینچ لازم است دارای یک manhole و دو hand hole با سطح مقطع بیضوی با ابعاد 6in×4in باشد. و یا دو hand hole با قطر های مساوی

✓ نازل های hand hole باید به گونه ای باشند که سطوح داخلی آنها قابل دسترسی باشد.
✓ سطح گسکت خور فلنج و ورق مسدود کننده حداقل باید دارای پهنای ۱۷ میلیمتر باشد.

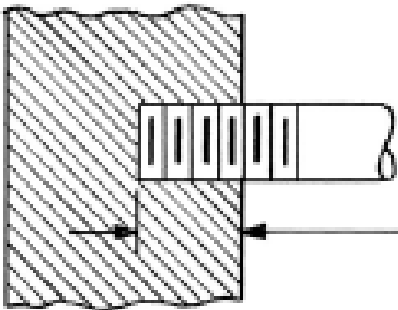


UG-47-UG50 INSPECTION OPENINGS

Figure UG-47
Acceptable Proportions for Ends of Stays

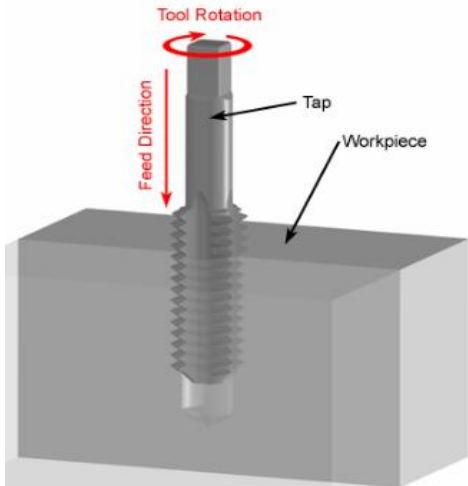
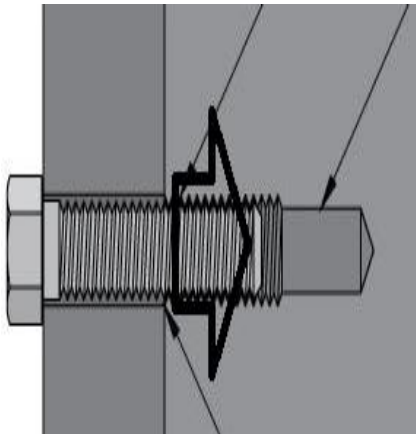


(a)



(b) [See Note (1)]

NOTE:
(1) See [UG-83](#).



UG-47-UG50 INSPECTION OPENINGS

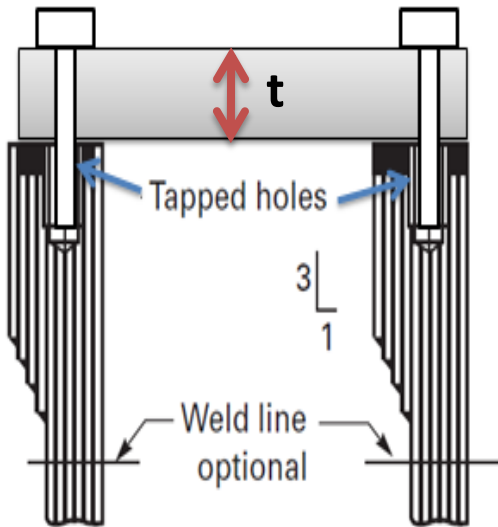
✓ $C = 2.1, 2.2, 2.5, 3.2, 2.8$

✓ P = internal design pressure

✓ p = maximum pitch

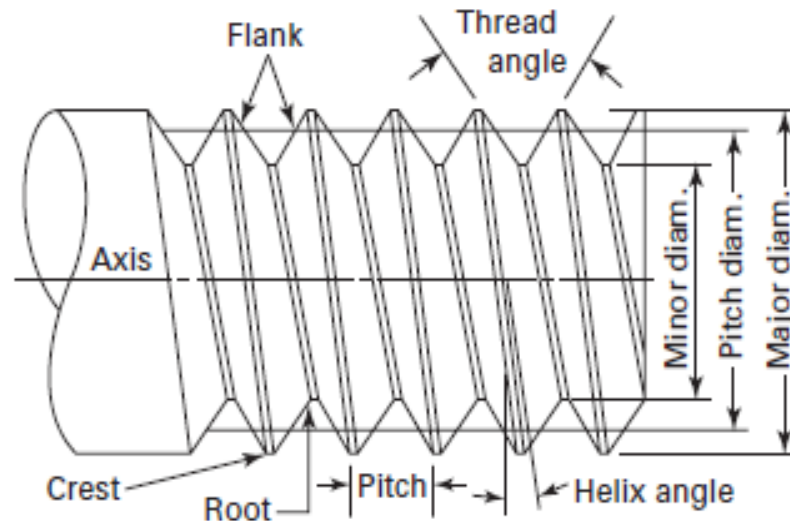
✓ S = maximum allowable stress

✓ t = minimum thickness of plate



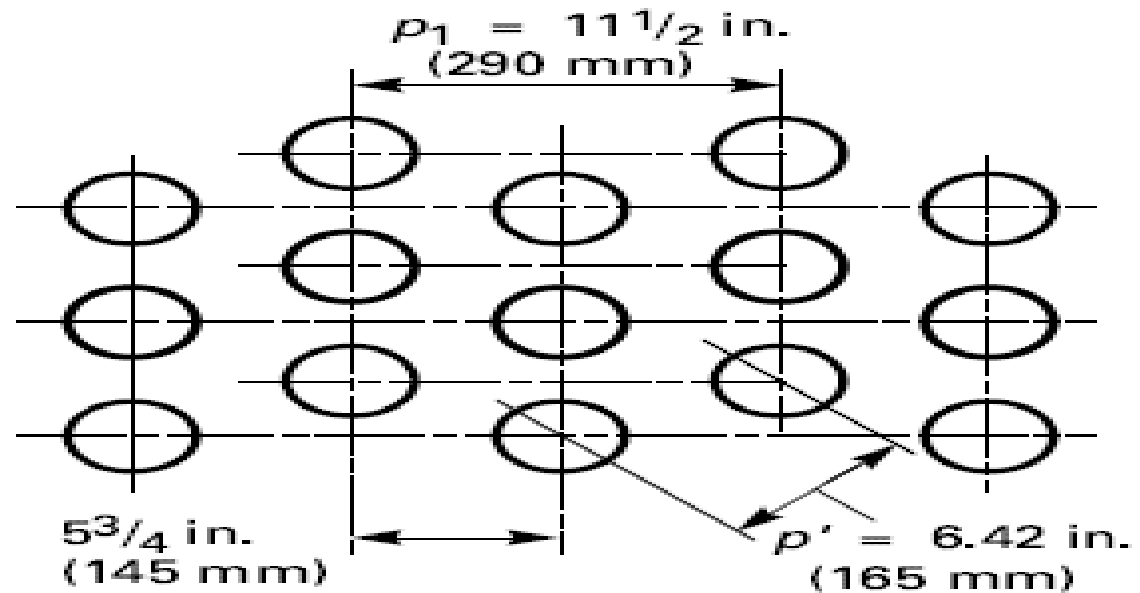
$$t = p \sqrt{\frac{P}{SC}}$$

$$P = \frac{t^2 SC}{p^2}$$



UG-53 LIGAMENTS

$$\frac{p - d}{p} = \text{efficiency of ligament}$$



d = diameter of tube holes

n = number of tube holes in length p_1

p = longitudinal pitch of tube holes

p_1 = unit length of ligament

p' = diagonal pitch of tube holes

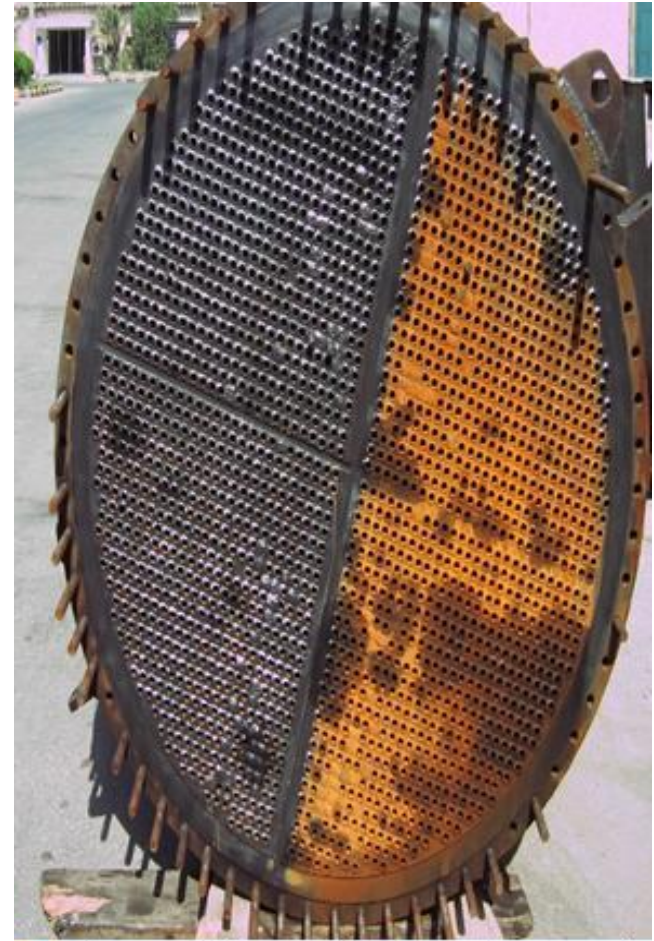
s = longitudinal dimension of diagonal pitch

$= p' \cos \theta$

θ = angle of diagonal with longitudinal line, deg

$$\frac{p_1 - nd}{p_1} = \text{efficiency of ligament}$$

UG-53 LIGAMENTS



FABRICATION

UG-75 GENERAL	کلیات
UG-76 CUTTING PLATES AND OTHER STOCK	برنامه برشکاری ورق ها
UG-77 MATERIAL IDENTIFICATION	مشخه متریال
UG-78 REPAIR OF DEFECTS IN MATERIALS	تعمیر ورق های معیوب

✓ برنامه برشکاری به صورتی انجام شود که باقیمانده ورق ها و لوله ها در کارگاه ساخت

و یا انبار قابل شناسایی و ردیابی باشد

✓ ورق هی معیوب را ممکن است با انجام جوشکاری تعمیر کنند

✓ ارتباط بین ساخت ورق ، مونتاژ برای عیوبی مانند تورق مد نظر قرار گیرد

✓ مراحل کنترلی برای بخش های تحت فشار از ذوب ، برش و خم کردن و جوشکاری

مد نظر قرار گیرد.

FABRICATION

UG-79 FORMING PRESSURE PARTS

شکل دادن قطعات تحت فشار

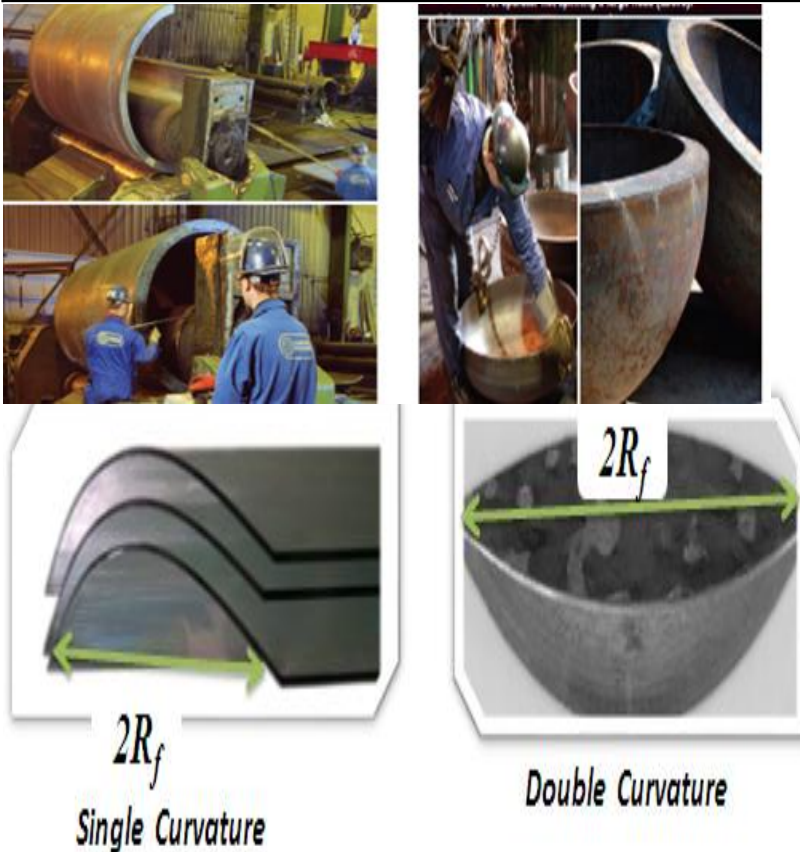


Table UG-79-1
Equations for Calculating Forming Strains

Type of Part Being Formed	Forming Strain
Cylinders formed from plate	$\epsilon_f = \left(\frac{50t}{R_f} \right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$
For double curvature (e.g., heads)	$\epsilon_f = \left(\frac{75t}{R_f} \right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$
Tube and pipe bends	$\epsilon_f = \frac{100r}{R}$

GENERAL NOTE:

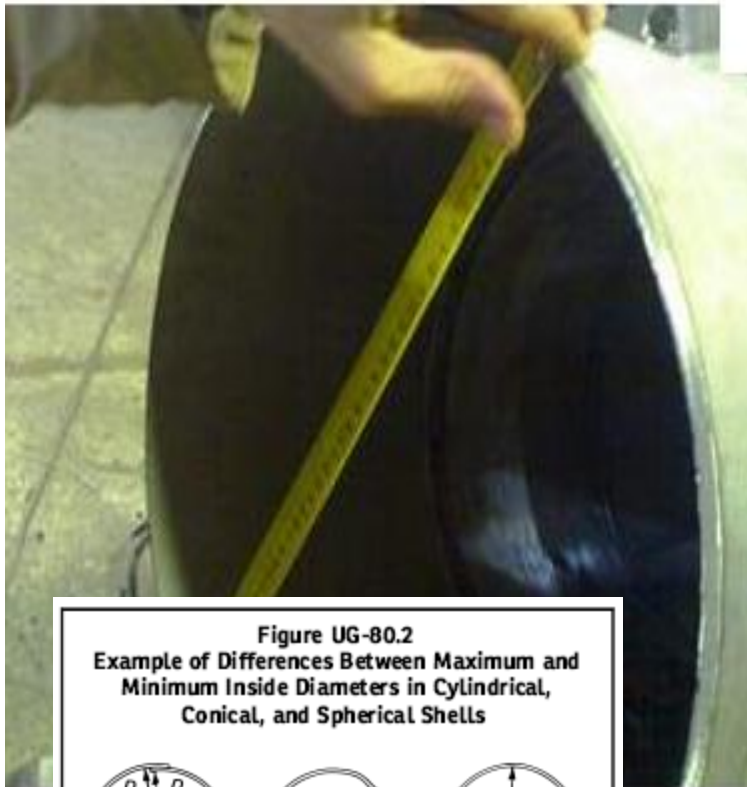
- ϵ_f = calculated forming strain or extreme fiber elongation
- R = nominal bending radius to centerline of pipe or tube
- R_f = final mean radius
- R_o = original mean radius, equal to infinity for a flat plate
- r = nominal outside radius of pipe or tube
- t = nominal thickness of the plate, pipe, or tube before forming

The reduction in thickness shall not exceed 1/32 in. (1 mm) or 10% of the nominal thickness

FABRICATION

UG-80 PERMISSIBLE OUT-OF-ROUNDNESS OF CYLINDRICAL, CONICAL, AND SPHERICAL SHELLS

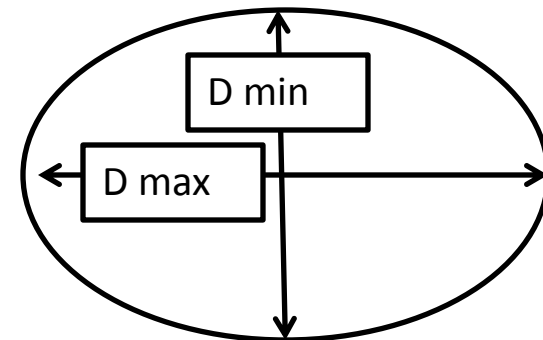
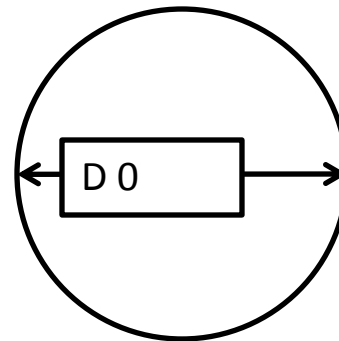
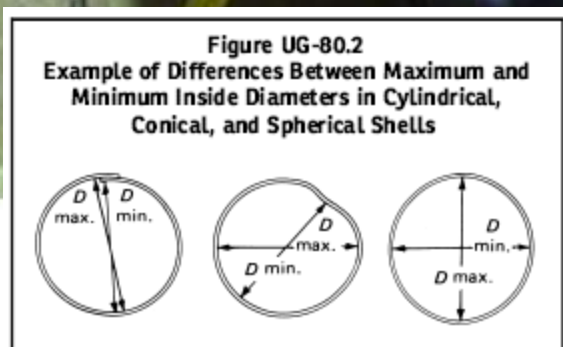
میزان مجاز خارج از حالت دایره بودن بدنه های استوانه ای، عدسی های مخروطی و بدنه های کره ای



برای فشار داخلی

$$\text{Ovallity} = (D_{\max} - D_{\min}) / D_0$$

$$\text{Ovallity Acceptable} < 0.01$$

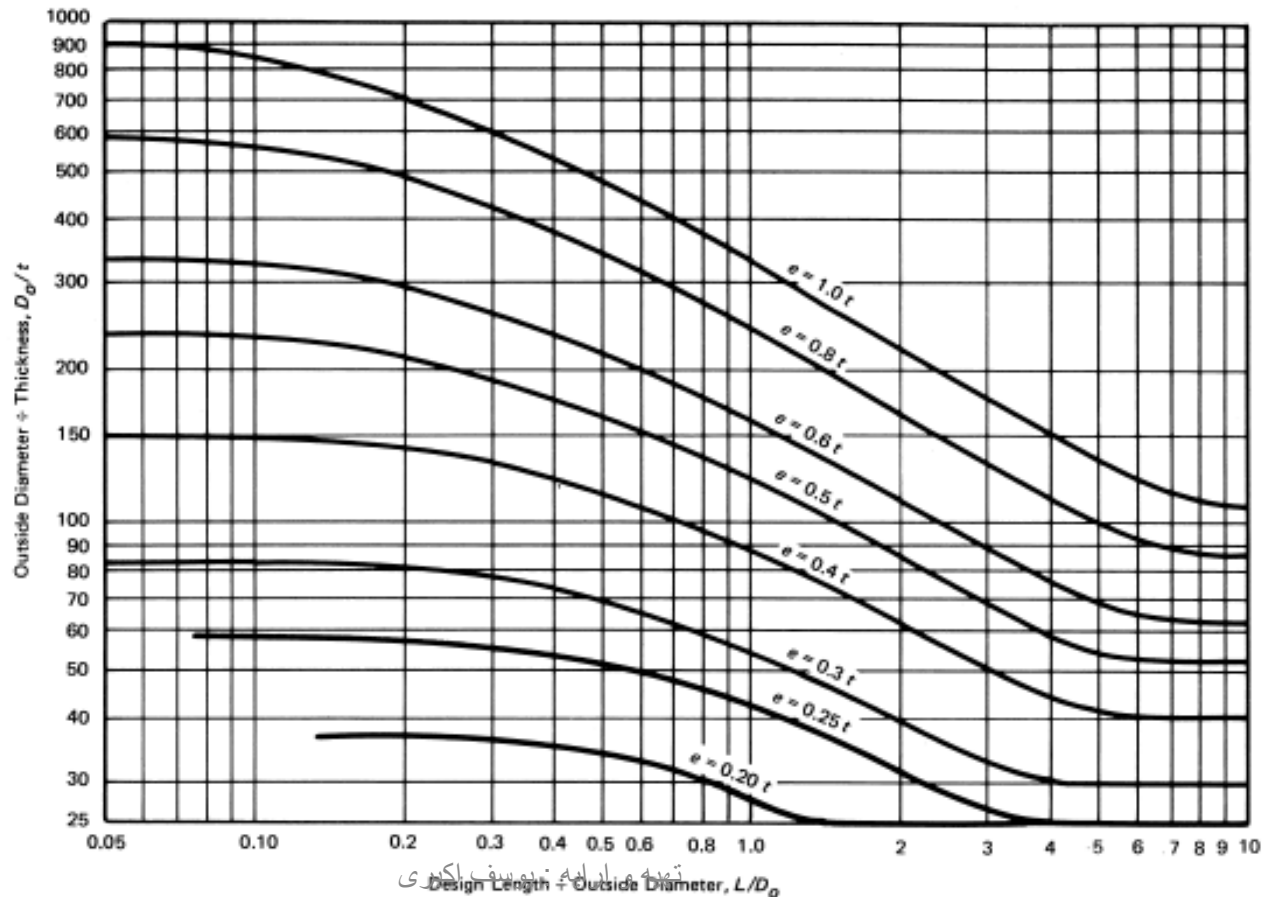


FABRICATION

UG-80 PERMISSIBLE OUT-OF-ROUNDNESS OF CYLINDRICAL, CONICAL, AND SPHERICAL SHELLS

میزان مجاز خارج از حالت دایره بودن
بدنه های استوانه ای، عدسی های
مخروطی و بدنه های کره ای

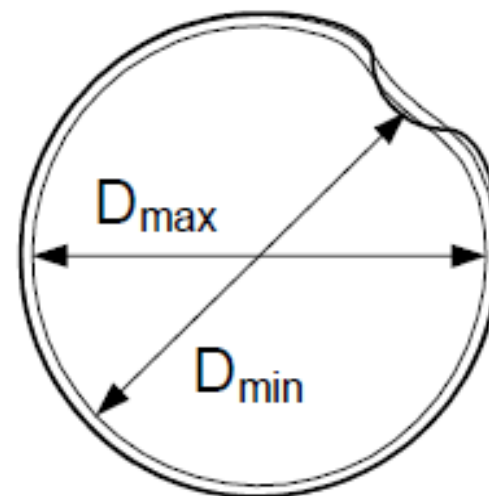
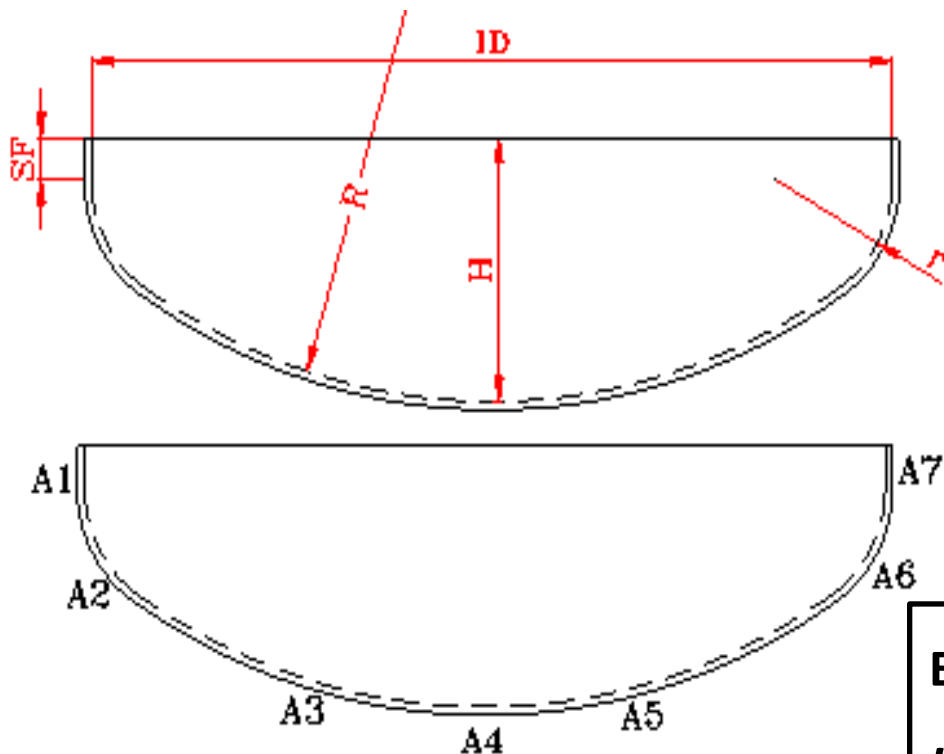
Figure UG-80.1
Maximum Permissible Deviation From a Circular Form e for Vessels Under External Pressure



FABRICATION

UG-81 TOLERANCE FOR FORMED HEADS

تلورانس های مربوط به عدسی ها



✓ **Out Side Deviation = 1.25D**

✓ **Inside Deviation = 0.625D**

Example: Head ID = 3364 mm

Limit for Outside of specified Shape =

3364 x 1.25% = 42.05 mm

Limit for Inside of specified Shape = 3364 x

0.625 % = 21.025 mm

FABRICATION

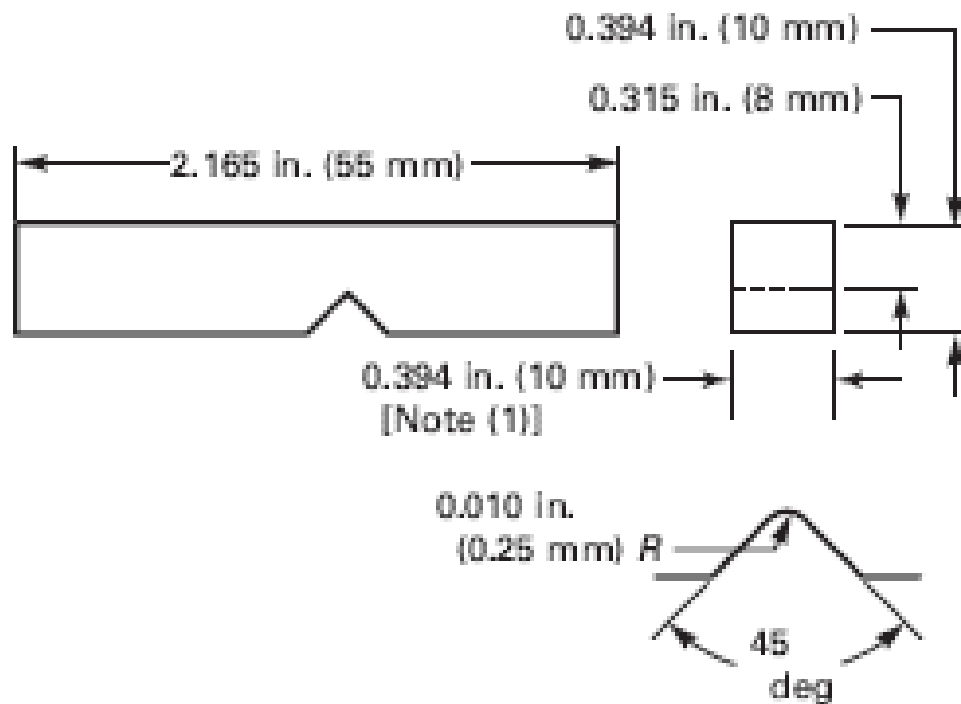
UG-82 LUGS AND FITTING ATTACHMENTS
UG-83 HOLES FOR SCREW STAYS

UG-83 HOLES FOR SCREW STAYS

Holes for screw stays shall be drilled full size or punched not to exceed $\frac{1}{4}$ in. (6 mm) less than full diameter of the hole for plates over $\frac{5}{16}$ in. (8 mm) in thickness and $\frac{1}{8}$ in. (3 mm) less than the full diameter of the hole for plates not exceeding $\frac{5}{16}$ in. (8 mm) in thickness, and then drilled or reamed to the full diameter. The holes shall be tapped fair and true with a full thread.

(a) General.	الزام نیاز یا عدم نیاز به تست ضربه در UCS66 تعریف شده است.
(b) Test Procedures	دستورالعمل ها در SA370 یا ISO 148 مشخص شده است
(c) Test Specimens	ابعاد کامل نمونه برابر $10\text{mm} \times 10\text{mm}$ و در صورت محدودیت اندازه می توان از نمونه های زیر سایز که در این استاندارد $10\text{mm} \times 6.7\text{mm}$ می باشد استفاده کرد برای نمونه هایی با ابعاد کامل که انرژی از شکست برابر ۲۴۰ ژول می باشد و نمونه های زیر سایزی که انرژی شکست از ۱۰۰ ژول هستند. لازم است کشیدگی کنار قطعه اندازه گیری شود.

Figure UG-84
Simple Beam Impact Test Specimens (Charpy
Type Test)

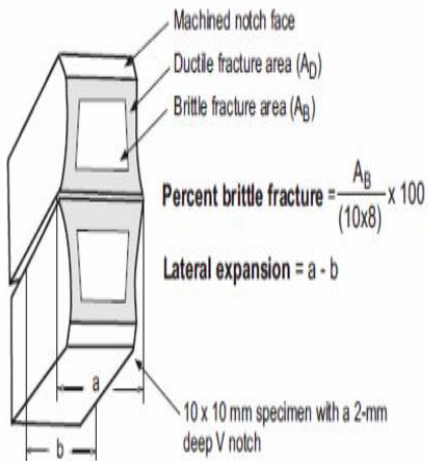


NOTE:

(1) See [UG-84\(c\)](#) for thickness of reduced-size specimen.



علاوه بر انرژی شکست ، مقدار کشیدگی در ناحیه شکست را نیز می بایست اندازه گیری کرد. حداقل میزان کشیدگی یا Lateral Expansion در فصل های UCS و UHT عنوان شده اند. البته برای لوله های فرایندی این موضوع و معیار های پذیرش در **Table 323.3.5** قید شده است.



UTS (Ksi)	No Of Spec	Fully Killed	Other's Steel
		Impact Eng(J)	Impact Eng(J)
a) CS& AS			
<65	3Ave	18	14
	1min	14	10
65 To 75	3Ave	20	18
	1min	16	14
75 To 95	3Ave	27	
	1min	20	
>95	Min for 3 specimens	Lateral Expansion(0.38mm)	
b:SS (P no6,7,8			

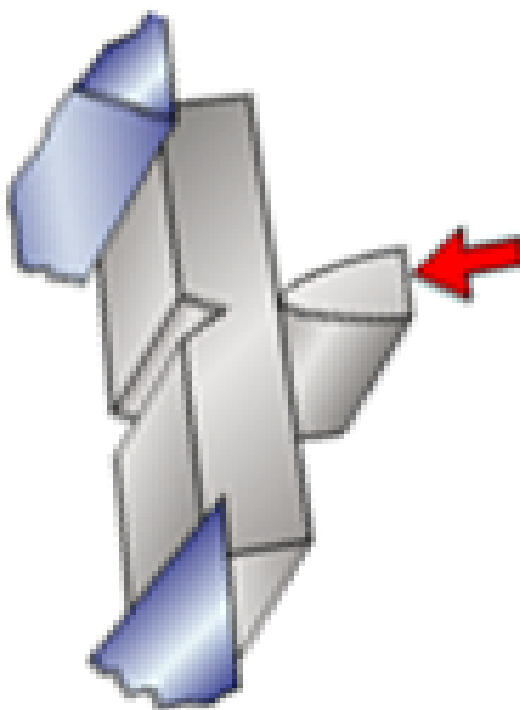


Table UG-84.2
Charpy Impact Test Temperature Reduction
Below Minimum Design Metal Temperature

Actual Material Thickness [See UG-84(c)(5)(-b)] or Charpy Impact Specimen Width Along the Notch [Note (1)]

Thickness, in. (mm)	Temperature Reduction, °F (°C)
0.394 (full-size standard bar) (10)	0 (0)
0.354 (9)	0 (0)
0.315 (8.00)	0 (0)
0.295 ($\frac{3}{4}$ size bar) (7.5)	5 (3)
0.276 (7)	8 (4)
0.262 ($\frac{5}{8}$ size bar) (6.7)	10 (6)
0.236 (6)	15 (8)
0.197 ($\frac{1}{2}$ size bar) (5.00)	20 (11)
0.158 (4)	30 (17)
0.131 ($\frac{3}{4}$ size bar) (3.3)	35 (19)
0.118 (3.00)	40 (22)
0.099 ($\frac{1}{4}$ size bar) (2.5)	50 (28)

GENERAL NOTE: For Table UCS-23 materials having a specified minimum tensile strength of less than 95,000 psi (655 MPa) when the subsize charpy impact width is less than 80% of the material thickness.

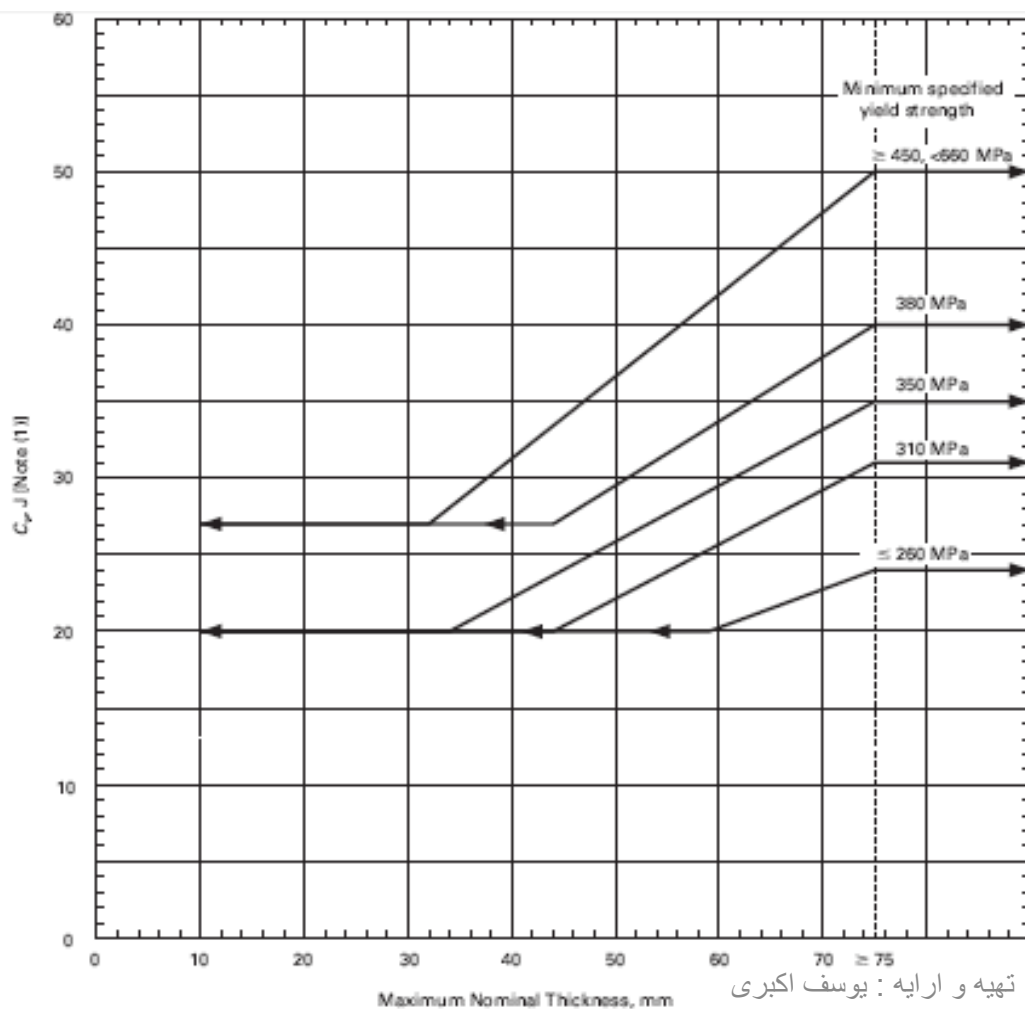
NOTE:

(1) Straight line interpolation for intermediate values is permitted.

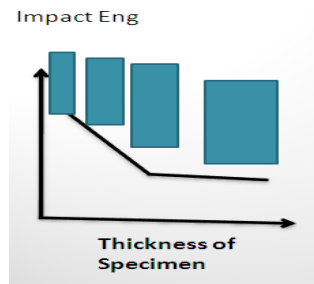
در زمانیکه ابعاد نمونه بیشتر استاندارد است یعنی $10\text{mm} \times 10\text{mm}$ آزمون ضربه می بایست در حداقل دمای کاری مجاز انجام شود و لی احياناً اگر ضخامت نمونه از ۱۰ میلیمتر کمتر باشد باید دمای تست ضربه را بر اساس جدول UG84.2 کاهش داد. مبنا و دلیل این موضوع در کتب متالوژی مکانیکی قید شده است.

Figure UG-84.1M

Charpy V-Notch Impact Test Requirements for Full-Size Specimens for Carbon and Low Alloy Steels, Having a Specified Minimum Tensile Strength of Less Than 655 MPa, Listed in Table UCS-23



سه نمونه برای آزمون ضربه آماده و بعد از انجام آزمون معیار قضاوت میانگین سه انرژی شکست سه نمونه و حداقل آن است. میانگین انرژی شکست از عددی که در نمودار به دست می آید نباید کمتر باشد و مقدار حداقل نیز از 66.67 درصد میانگین نباید کمتر شود. اگر شروط مذکور برقرار نباشد آزمون ضربه می بایست برای هر سه نمونه مجددا تکرار شود.



سوال
چالشی؟

UG-84 CHARPY IMPACT TESTS	تست ضربه
Product Requirement	الزامات اسپیک های ساخت

<u>SPEC.NO</u>	<u>TYP OR GRAD</u>	<u>UTS</u>	<u>P.NO</u>	<u>COMP</u>
SA-333	6	60	1	C-Mn-Si
SA-333	1	55	1	C-Mn
SA-333	10	80	1	C-Mn-Si
SA-333	4	60	4	0.75Cr-0.75Ni-Cu-Al
SA-333	7	65	9A	2.5Ni
SA-333	9	63	9A	2Ni-1Cu
SA-333	3	65	9B	3.5Ni
SA-333	8	100	11A	9Ni

TABLE 3 Impact Requirements for Grades 1, 3, 4, 6, 7, 9, 10, and 11

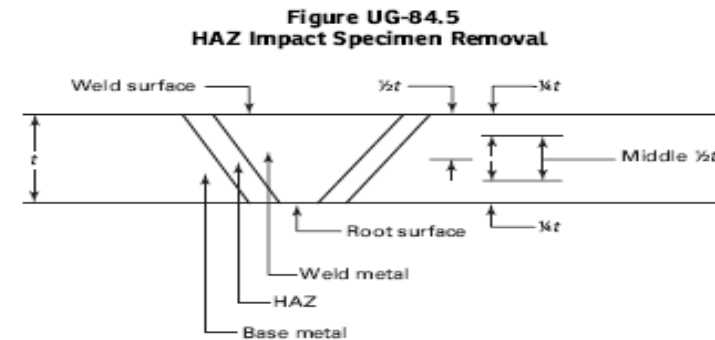
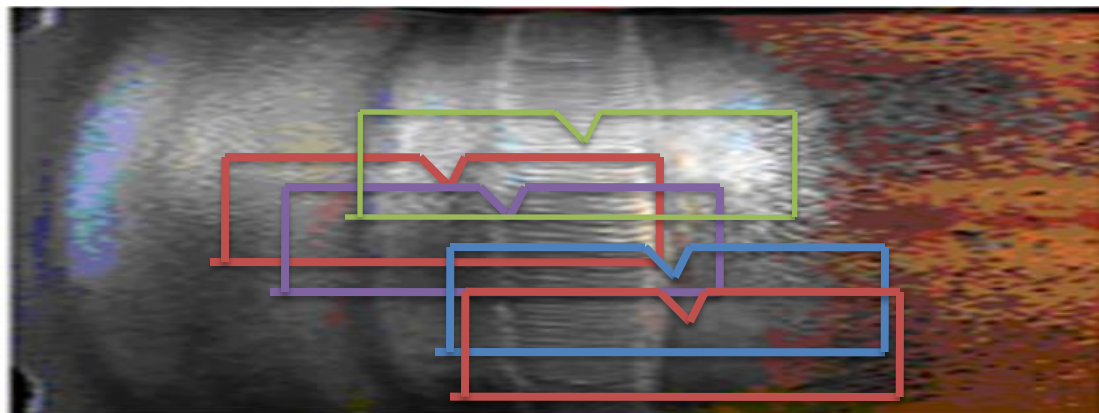
Size of Specimen, mm	Minimum Average Notched Bar Impact Value of Each Set of Three Specimens ^A		Minimum Notched Bar Impact Value of One Specimen Only of a Set ^A	
	ft-lbf	J	ft-lbf	J
10 by 10	13	18	10	14
10 by 7.5	10	14	8	11
10 by 6.67	9	12	7	9
10 by 5	7	9	5	7
10 by 3.33	5	7	3	4
10 by 2.5	4	5	3	4

^A Straight line interpolation for intermediate values is permitted.

TABLE 4 Impact Temperature

Grade	Minimum Impact Test Temperature	
	°F	°C
1	-50	-45
3	-150	-100
4	-150	-100
6	-50	-45
7	-100	-75
8	-320	-195
9	-100	-75
10	-75	-60
11	-320	-195

UG-84 CHARPY IMPACT TESTS	تست ضربه
Impact Testing of Welds	انجام آزمون ضربه برای جوش



**Table UG-84.6
Required HAZ Impact Test Specimen Set Removal**

Base Metal Thickness, t	Removal Depth and Number of Specimen Sets	
	Single-Sided Weld	Two-Sided Weld
$t \leq \frac{3}{4}$ in. (19 mm)	$\frac{1}{4}t$ to $\frac{1}{2}t$ (one set)	Middle $\frac{1}{2}t$ (one set) [Note (1)]
$\frac{3}{4}$ in. (19 mm) < t < $1\frac{1}{2}$ in. (38 mm)	$\frac{1}{4}t$ to $\frac{1}{2}t$ (one set)	$\frac{1}{4}t$ to $\frac{1}{2}t$ (two sets) [Note (2)]
$t \geq 1\frac{1}{2}$ in. (38 mm)	$\frac{1}{4}t$ to $\frac{1}{2}t$ (two sets) [Note (3)]	$\frac{1}{4}t$ to $\frac{1}{2}t$ (two sets) [Note (2)]

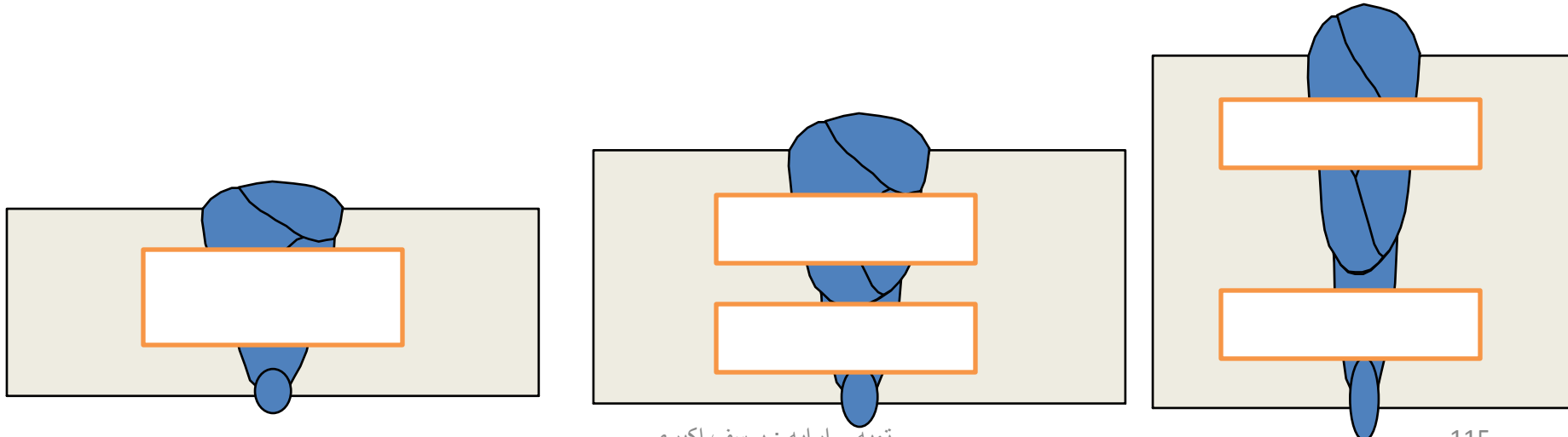
UG-84 CHARPY IMPACT TESTS	تست ضربه
Impact Testing of Welds	انجام آزمون ضربه برای جوش

NOT

۱- در زمانیکه ضخامت فلز پایه در دو سمت جوش از ۱۹ میلیمتر کمتر است برداشتن یک مجموعه نمونه از وسط جوش برای انجام آزمون ضربه در ناحیه HAZ کفایت می کند

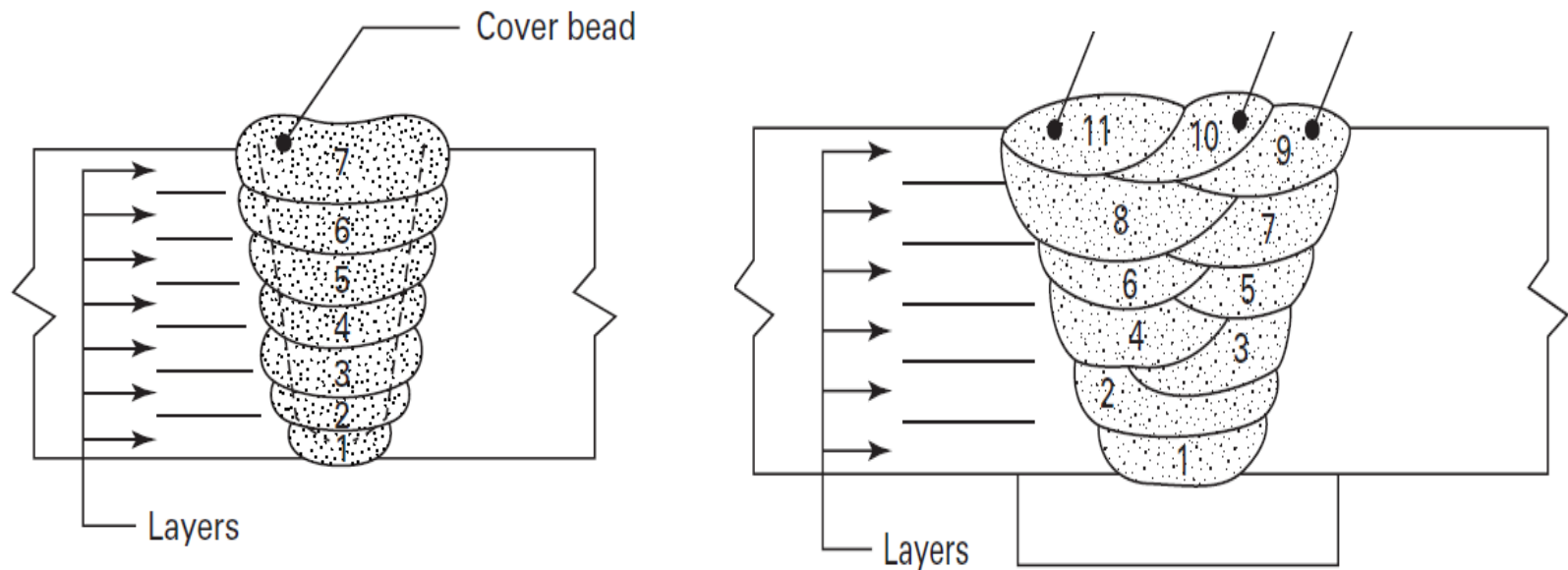
۲- وقتی ضخامت نمونه از ۱۹ میلیمتر بیشتر باشد باید مجموعه نمونه ها در عمق های 0.25t و 0.5t از هر دو سمت قطعه برداشته شوند.

۳- برای ضخامت های بزرگتر از ۳۸ میلیمتر از هر سمت دو مجموعه نمونه یکی در عمق 0.25t و 0.5t و نمونه دیگر از سمت پاس ریشه با همین شرایط برداشته شود.



UG-84 CHARPY IMPACT TESTS	تست ضربه
Impact Testing of Welds	انجام آزمون ضربه برای جوش

- ✓ دمایی که تست ضربه برای جوش انجام می شود نباید از حداقل دمای کاری فلز کمتر باشد.
- ✓ انرژی شکست نیز نباید از حداقل انرژی شکست برای فلز پایه کمتر باشد
- ✓ ممکن است برای فلز جوش نیاز به تست ضربه وجود داشته باشد و لی برای فلز پایه خیر. در حالت معیار انرژی شکست همان انرژی شکست فلز پایه است.



When plate specification heat treatments are not performed by the material manufacturer, they shall be performed by, or be under the control of, the Manufacturer who shall then place the letter “T” following the letter “G” in the Mill plate marking (see SA-20) to indicate that the heat treatments required by the material specification have been performed. The Manufacturer shall also document in accordance with UG-93(b) that the specified heat treatment has been performed. UCS-85, UHT-5(e), and UHT-81 provide requirements for heat treatment of test specimens.

INSPECTION AND TESTS:

UG-90 GENERAL

UG-91 THE INSPECTOR

UG-92 ACCESS FOR INSPECTOR

UG-93 INSPECTION OF MATERIALS

UG-94 MARKING ON MATERIALS

UG-95 EXAMINATION OF SURFACES DURING
FABRICATION

UG-96 DIMENSIONAL CHECK OF COMPONENT
PARTS

UG-97 INSPECTION DURING FABRICATION

- کلیات

- تعریف بازرس

- دسترسی برای انجام بازرسی

- بازرسی متریال

- مارکینگ

- آزمون های سطحی حین ساخت

- بررسی ابعادی

- مراحل بازرسی حین ساخت

INSPECTION AND TESTS:

UG-98 MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE

مثال ۴:

حداقل ضخامت مورد نیاز برای ظرف تحت فشاری از جنس SA516 GR70، فشار 1653 (پرتونگاری صد درصد) و قطر داخلی 51In را در دمای محیط حساب کنید. عمر مورد نظر (Desired Life) ۲۰ سال، سرعت خوردگی 0.15 میلیمتر بر سال می باشد. تلورانس ساخت ۶ درصد و ضخامت ورق های موجود در بازار برای ضخامت های بالای ۴۰ میلیمتر مضربی از ۵ است.

مراحل مختلف محاسبه ضخامت را انجام دهید.

برای ضخامت نهایی حداکثر فشار کاری مجاز (MAWP) چقدر است.

مراحل مختلف افزایش فشار و مقایسه آن با نود درصد تنش مجاز، تنش مجاز، نود درصد تنش تسلیم، تنش تسلیم و استحکام نهایی شکست را بررسی کنید

INSPECTION AND TESTS:

UG-98 MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE

$$t_1 = (1653 \times 25.5) / (20000 \times 1 - 0.6 \times 1653)$$

$$2.17 \text{ in} = 55.11 \text{ mm}$$

$$t_2 = 55.11 + (20 \times 0.15) = 58.11 \text{ mm}$$

$$t_3 = 58.11 + 0.06 \times 58.11 = 61.6 \text{ mm}$$

$$t(f) = 65 \text{ mm} = 2.56 \text{ in}$$

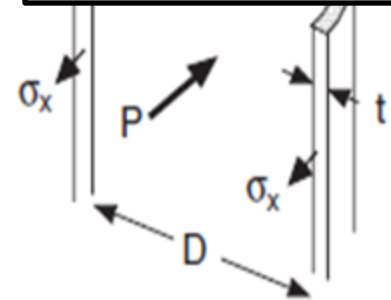
$$2.56 = (\text{MAWP}) \times 51 / (2 \times 20000 \times 1) = \text{MAWP} = 2007.8 \text{ Psi}$$

$$2.56 = (P_{0.9Y} \times 51) / (2 \times (0.9 \times 38000)) = P(0.9Y) = 3433 \text{ Psi}$$

$$2.56 = (P_Y \times 51) / (2 \times 38000) = P(Y) = 3814 \text{ Psi}$$

$$2.56 = (P_{UTS} \times 51) / (2 \times 70000) = P(UTS) = 7025 \text{ Psi}$$

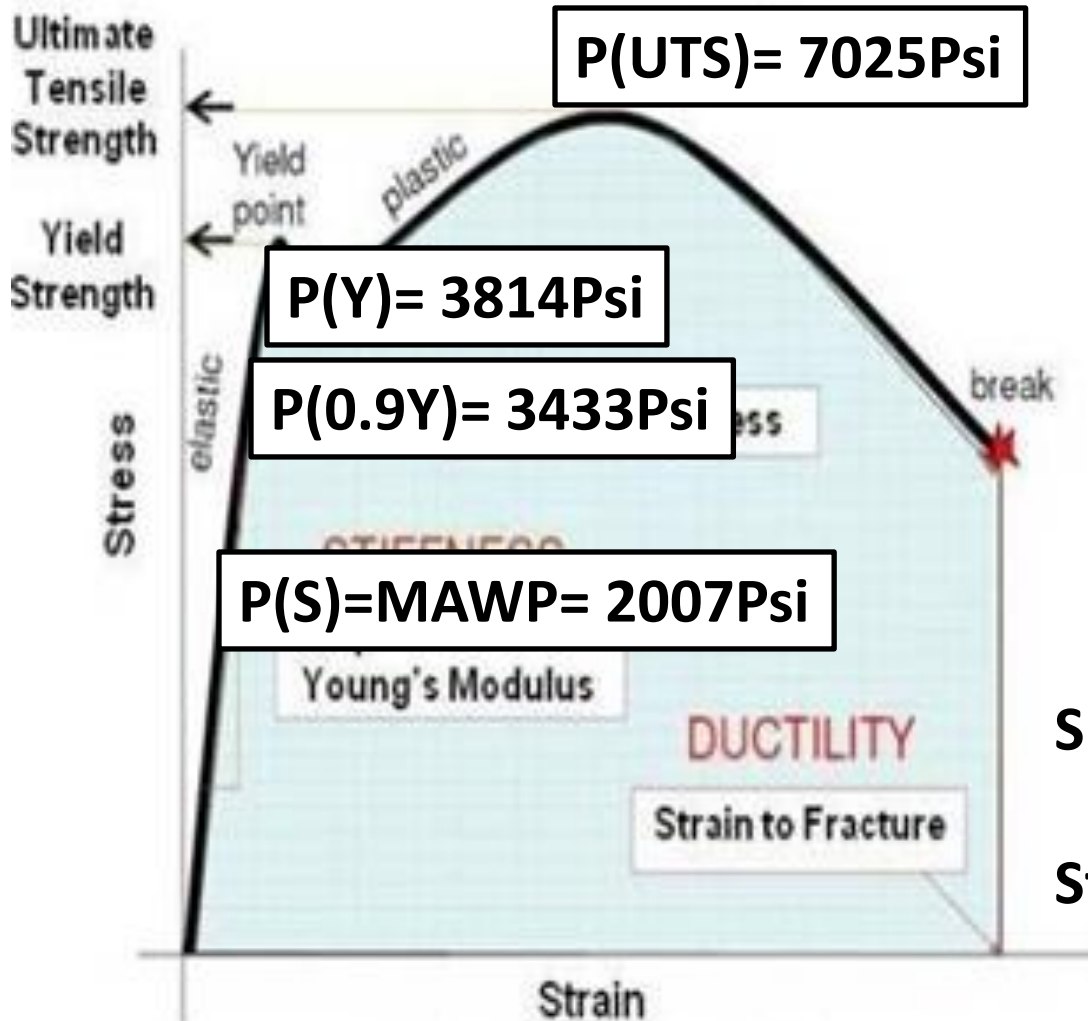
$$t = PD / 2SE$$



$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

INSPECTION AND TESTS:

UG-98 MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE



$$P(UTS) = 7025 \text{ Psi}$$

$$P(Y) = 3814 \text{ Psi}$$

$$P(0.9Y) = 3433 \text{ Psi}$$

$$P(S) = \text{MAWP} = 2007 \text{ Psi}$$

$$\text{MAOP} < \text{MAWP}$$

$$\text{MOP} < \text{MOAP}$$

$$\begin{aligned} S \text{ at MOAP} &= PD/2(tf) \\ &= (1653 \times 51) / (2 \times 2.56) \\ &= 16465 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\text{SF} = \text{SMYS} / (S \text{ At MOAP})$$

$$\text{Stress Ratio} = (S \text{ at MOAP}) / S$$

Closure Weld:

آخرین سرجوش مربوط به یک شماره خط بعد از انجام هیدروتست جوشکاری می شوند. انجام رادیوگرافی روی این سرجوش ها کفایت می کند.

Hydro test

تست فشار و یا استحکام که اغلب با آب انجام می شود.

In-service Leak Test

انجام تست نشتی با استفاده از سیال فرایندی

Pneumatic Test

انجام تست فشار یا استحکام با گاز هایی مانند هوا و نیتروژن

Pressure Test

برای ارزیابی استحکام اجزای جدید ظروف تحت فشار و لوله و همچنین برای ارزیابی استحکام ظروف تحت فشار و لوله های جدید. (می تواند Hydro test و یا Pneumatic Test باشد.

Tightness Test

تست نشتی قبل از اینکه قبل از اینکه لوله یا ظرف در سرویس بهره برداری قرار گیرد. سیال تست با سیال فرایندی متفاوت است.

- ✓ خطر شکست ترد در زمان هیدروتست بررسی شود.
- ✓ دمای سطح ظرف حداقل ۱۷ درجه از دمای شکست ترد بیشتر باشد.
- ✓ ساپورت های و فونداسیون مربوط به ظروف تحت فشار بررسی گردد
- ✓ ساپورت ها و سازه های مربوط به سیستم لوله کشی بررسی شود.
- ✓ تخلیه و روش آب گیری مناسب باشد.
- ✓ تنش اعمالی به بدنه ظرف به ویژه به پیچ و مهره ها در زمان هیدروتست از ۹۰ درصد تنش تسلیم فراتر نرود
- ✓ در صورتی که ظرف دارای چند بخش با فشارهای مختلف است ، حتی المقدور هر بخش به صورت جداگانه تست شود. در غیر این صورت مبنا بخشی است که MAWP کمتری دارد.
- ✓ توصیه می شود یک شیر ایمنی با نقطه تنظیم ۳۳ درصد بیشتر از فشار تست روی ظرف نصب شود.

✓ انجام تست فشار با هوا یا Pneumatic Test باید در فشاری کمتر از MAWP انجام شود

✓ ضریب انجام این تست 1.1 می باشد.

✓ تمام نقاط ظرف مورد بررسی قرار گیرد ، کمترین نسبت تنش یا LSR محاسبه و در فشار تست ضرب شود.

✓ تنش واره به بدنه ظرف نباید از ۹۰ درصد تنش تسلیم NUT&Bolt ها بیشتر شود.

✓ دمای انجام تست حداقل ۱۷ درجه سانتیگراد از حداقل دمای کاری فلز بیشتر شود در تمام اجزای تحت فشار این موضوع بررسی گردد.



✓ این تست برای زمانی است که با توجه به اسناد قابلیت ردیابی برای ارزیابی استحکام ظرف برای تحمل حداکثر کاری مجاز وجود ندارد.

✓ این ویرایش استاندارد ارزیابی کامل با روش Proof test را پیشنهاد نمی دهد.

✓ برای انجام تست می بایست گزارش تهیه شود.

✓ نسبت تنش یا Stress Ratio در ضعیف ترین نقطه محاسبه شود. در صورتیکه نسبت تنش از 0.625 بیشتر باشد، انجام این است مجاز نیست

✓ در این شرایط فشار تا MAWP افزایش داده می شود. و وضعیت حداقل در چهار نقطه ظرف بررسی می گردد. (نحوه بررسی با استفاده از Strain Gage و محاسبه کرنش و نهاتا محاسبه تنش می باشد. تنش های محاسبه شده با تنش مجاز و تنش تسلیم مقایسه شوند.

✓ انجام Proof Test به این مفهوم نیست که متریال فاقد اسناد و گواهینامه باشند. یعنی در پروژه های EPC بخش P را شامل نمی شود.

✓ آزمون پارگی یا Burst Test هم با تهیه نمونه و یا شبیه

سازی¹²⁵ نیز زیر مجموعه همین تست می باشد. تهیه و ارائه : یوسف اکبری

$$S_{hoop} = \frac{PD}{2t} \Rightarrow S_{hoop} = S_{act} = UTS$$

$$P = \frac{2tS_{hoop}}{D} \Rightarrow P = \frac{2tS_{act}}{D}$$

Example For Burst Test

UTS=66000 PSI:

$$P = \frac{2tS_{act}}{D} = \frac{2*0.5*66000}{14} = 4714 \text{ psi}$$

INSPECTION AND TESTS:

UG-102 TEST GAGES	گیج می بایست هم دقت لازم را برای قرائت فشار داشته باشد و هم به گونه باشد که فشار آن متناسب با فشار تست باشد. معمولاً بین یک و نیم تا چهار برابر فشار
UG-103 NONDESTRUCTIVE TESTING	MT: MANDATORY APPENDIX 6 (a) relevant linear indications; (b) relevant rounded indications greater than 3/16 in. (5 mm) ; (c) four or more relevant rounded indications in a line separated by 1/16 in. (1.5 mm) or less, edge to edge. PT:MANDATORY APPENDIX 8 As MT

MARKING AND REPORTS

UG-115 GENERAL

UG-116 REQUIRED MARKING

UG-117 CERTIFICATES OF AUTHORIZATION AND CERTIFICATION MARKS

UG-118 METHODS OF MARKING

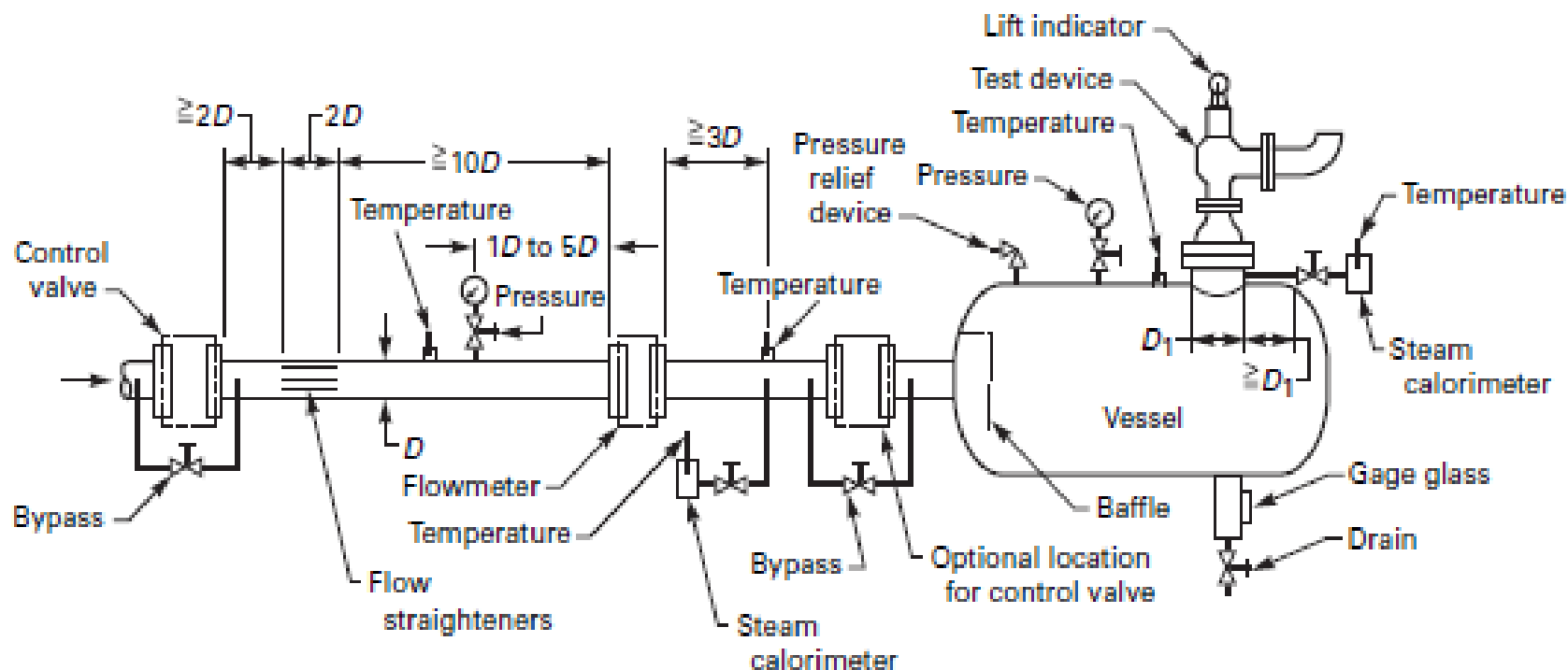
UG-119 NAMEPLATES

UG-120 DATA REPORTS

**Figure UG-118
Form of Stamping**

USER [see Note (1)]	Certified by _____ (Name of Manufacturer)
	(Pressure) ____ at (temperature) ____ Max. allowable working pressure (internal) [see Note (4)]
U, UM, or PRT [see Note (2)]	(Pressure) ____ at (temperature) ____ Max. allowable working pressure (external) [if specified, see Notes (4) and (5)]
(Letters denoting construction type [see Note (3)])	(Temperature) ____ at (pressure) ____ Min. design metal temperature
	_____ Manufacturer's serial number
	_____ Year built

سیستم های موجود برای پیشگیری از افزایش فشار بیشتر از حداکثر فشار کاری مجاز با لحاظ کردن تلورانس های قبد شده در استاندارد استفاده می شوند.
نوع آنها با توجه به فشار ، نوع تجهیز و محل نصب مشخص می شود.



استاندارد های مختلفی که شیر های ایمنی و دیسک های پاره شوند (Rapture Disk) را از جنبه های مختلف مورد بررسی قرار می دهند عبارتند از

ASME PTC-25	Pressure Relief Device
API RP 576	Inspection Of Pressure Relief Device
API STD 527	Seat Tightness Of Pressure Relief Device
IPS-E-PR-450	طراحی فرایندی سامانه های تخلیه فشار (شامل شیر های اطمینان / ایمنی)

این سیستم ها باید بتوانند از افزایش فشار بیش از ده درصد حداکثر فشار کاری یا 3PSI (هر کدام که بیشتر هستند) پیشگیری کنند..
در صورتی که تعدادی دستگاه های PRD نقطه تنظیم آنها ۱۶ درصد یا 4 PSI بالاتر از حداکثر فشار کاری تجهیز می باشد.
زمانیکه ظروف تحت فشار در نقای هستند که خطر آتش سوزی وجود داشته باشد. می بایست قابلیت تنظیم تا ۲۱ درصد بالای حداکثر فشار بهره برداری را داشته باشند.

OVERPRESSURE PROTECTION

UG-126 PRESSURE RELIEF VALVES

(a) Safety, Valve	برای سیالات گاز که قابلیت فشرده شدن را دارند استفاده می شود.	direct spring- loaded type
(b) safety relief, valve	برای هردو سیال گاز و مایع قابلیت استفاده را دارد. در سیستم های سمی و خطرناک استفاده می شود. چون سیال در محیط آزاد نمی شود.	
(C) relief valves		

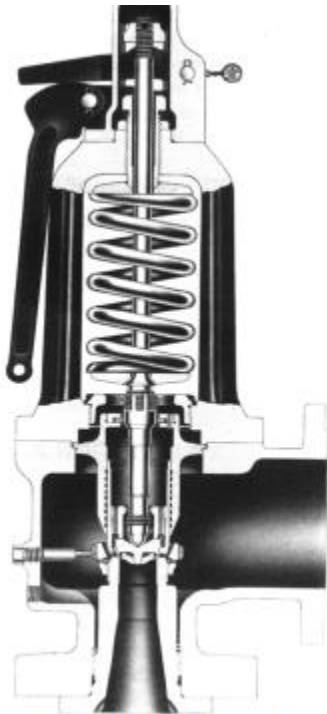


Figure 1—Full-nozzled, Top-guided Safety Valve

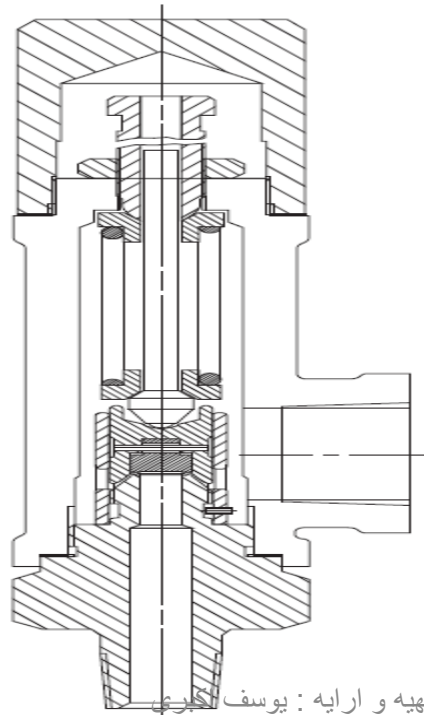


Figure 2—Relief Valve

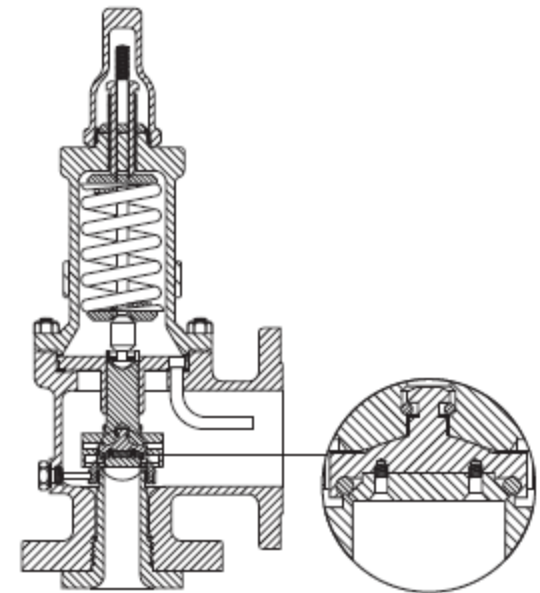


Figure 3—Safety-relief Valve with O-ring Seal

(a) Rupture Disk Devices



اساس کار این نوع تجهیز پارگی یا Burst می باشد
استفاده از Rapture Disc در فشار های بالا مناسبتر
می باشد.



OVERPRESSURE PROTECTION

UG-128 LIQUID PRESSURE RELIEF VALVES	Any liquid pressure relief valve used shall be at least NPS 1/2 (DN 15) .
UG-129 MARKING	نام سازنده، قطر اسمی ، فشار تنظیمی ، مقدار تخلیه در ساعت ، مقدار ۱۰ درصد یا 3psi مربوط به Overpressure ، سال ساخت در مارکینگ قید شود. بعد از تنظیم پلمپ گردد.
UG-130 CERTIFICATION MARK	از زمان ساخت تا انتهای پایان بهره برداری ، تاریخچه بازو بسته شدن و تست و تنظیم گواهی شود.
UG-131 CERTIFICATION OF CAPACITY OF PRESSURE RELIEF DEVICES	
UG-132 CERTIFICATION OF CAPACITY OF PRESSURE RELIEF VALVES IN COMBINATION WITH NONRECLOSING PRESSURE RELIEF DEVICES	

OVERPRESSURE PROTECTION

UG-133 DETERMINATION OF PRESSURE-RELIEVING REQUIREMENTS	
UG-134 PRESSURE SETTINGS AND PERFORMANCE REQUIREMENTS	وقتی از یک شیر ایمنی استفاده می شود ، نقطه تنظیم نباید بیشتر از حداکثر فشار کاری مجاز باشد. ولی وقتی از تعداد شیر های اطمینان از یکی بیشتر است. نقطه تنظیم یکی از آنها می تواند تا ۵ درصد بیشتر از حداکثر فشار کاری مجاز باشد.
UG-135 INSTALLATION	
UG-136 MINIMUM REQUIREMENTS FOR PRESSURE RELIEF VALVES	
UG-137 MINIMUM REQUIREMENTS FOR RUPTURE DISK DEVICES	
UG-140 OVERPRESSURE PROTECTION BY SYSTEM DESIGN	the maximum discharge pressure of a pump or compressor

پایان

Part UG

ASME VIII-Div1-2017

(۳)

Part UW, UF, UB

Introduction

SUBSECTION B REQUIREMENTS PERTAINING TO METHODS OF FABRICATION OF PRESSURE VESSELS

PART UW REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS FABRICATED BY WELDING

GENERAL

UW-1 SCOPE

قوانین قید شده در این فصل برای ظروف تحت فشاری که به روش جوشکاری ساخته می شوند می باشد. این موضوع به این مفهوم نیست که قوانین قید شده در بخش UG و بخش UCS عنوان شده است نباید برای این ظروف استفاده شوند. برای موارد ذیل باید به دو پارت مذکور و بر حسب ضرورت به ضمیمه های این استاندارد مراجعه کرد.

-متریال

-الزامات مربوط Over Pressure شدن.

-محاسبات ضخامت

-محاسبه نسبت تنش

-تنش زدایی

-آزمون ضربه

-و سایر مواردی که لازم باشد.

✓ سرجوش های مربوط به قطعات تحت فشار ظروف حاوی سرویس های سمی (Lethal) می بایست به صورت کامل پرتونگاری شوند.

✓ در سرویس های Lethal نباید از لوله ها و تیوب های درز دار ERW برای قطعات تحت فشار مانند بدنه و تیوب های مبدل استفاده کرد.

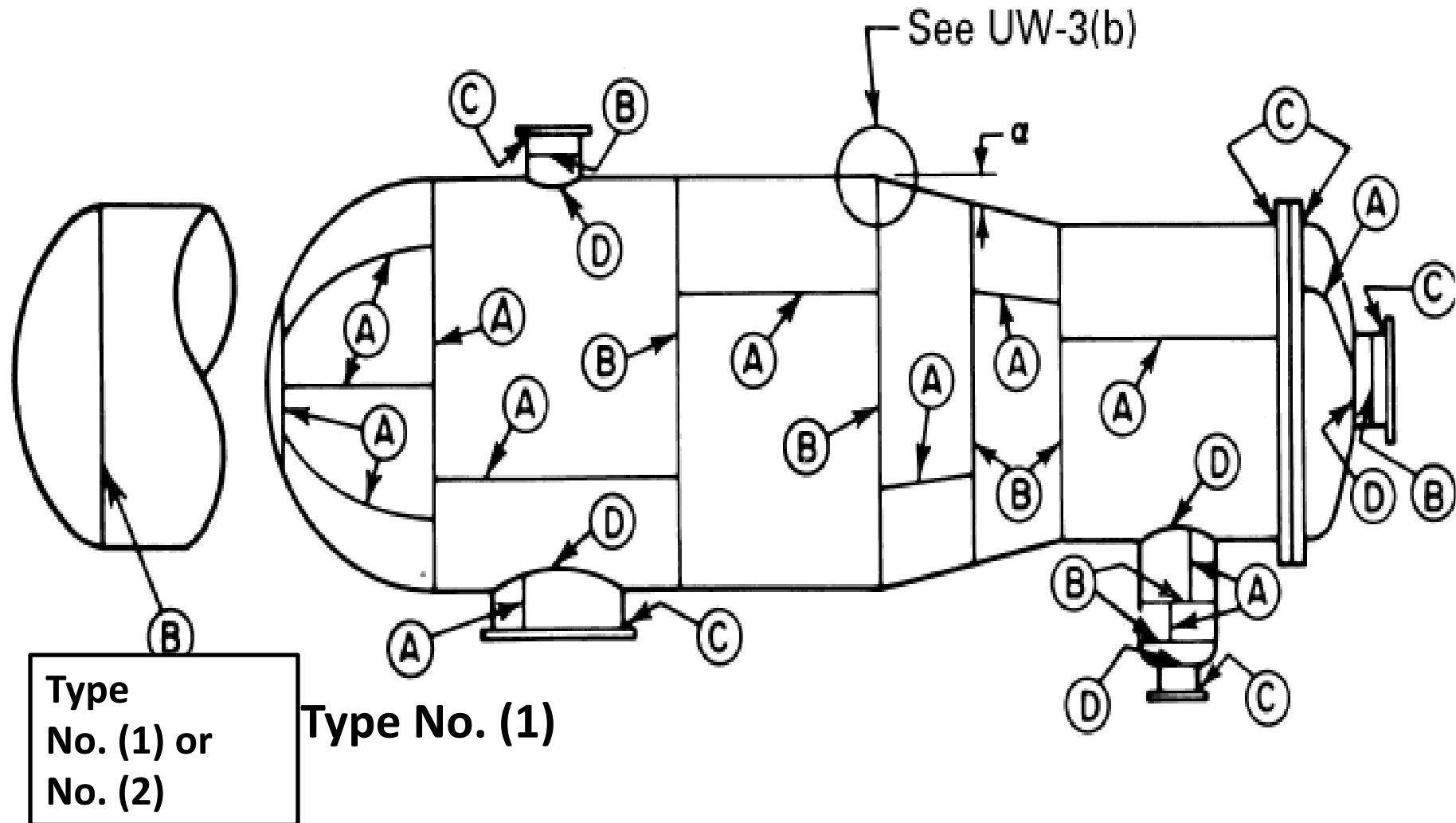
✓ برخی از سیالات در واکنش با هوا واکنش های خطرناک زیست محیطی می دهند این سرجوش های حتما باید تنش زدایی شوند.

✓ در شکل UW-3 سرجوش ها و طرح اتصال های مختلف به در چهار کاتاگوری تقسیم بندی شده اند.

GENERAL

UW-3 WELDED JOINT CATEGORY

نوع اتصالات و سرجوش ها



✓ قطعات تحت فشار

✓ قطعاتی که تحت فشار نیستند

✓ متریالی که در ASME IX-QW422 فهرست شده اند

✓ متریالی که در ASME IX-QW422 فهرست نشده اند.

✓ بررسی وضعیت اتصالات غیر مشابه

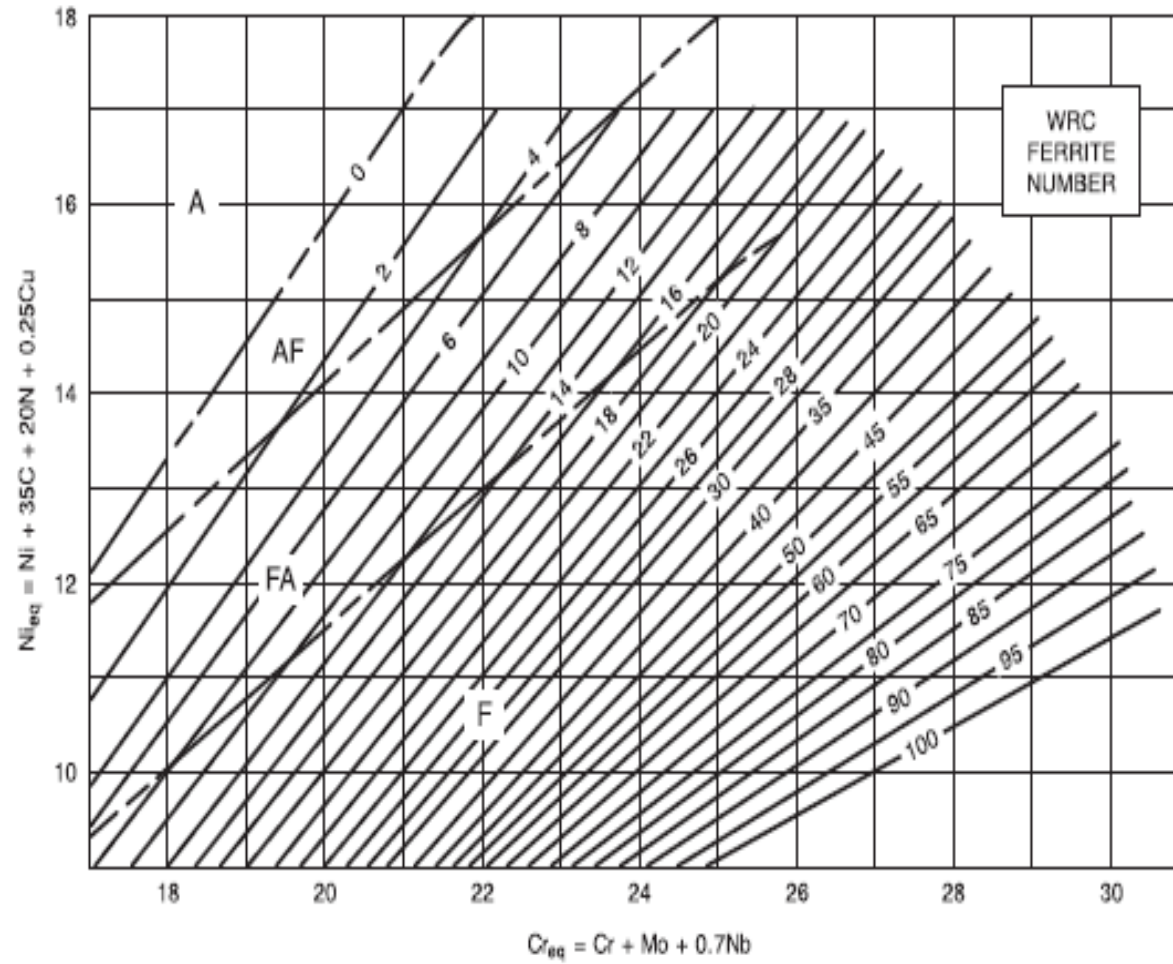
✓ جوشکاری A841 در روش جوشکاری ESW ممنوع می باشد

✓ در فولاد های ضد زنگ آستنیتی بحث انتخاب الکتروود با کمک نمودار شفلر

MATERIALS

UW-6 NONMANDATORY GUIDELINES FOR WELDING MATERIAL SELECTIONS

انتخاب فیلر و الکتروود



الف: انتخاب الکتروود بر اساس آنالیز شیمیایی

ب: انتخاب الکتروود بر اساس تنش تسلیم:

ج: انتخاب الکتروود با لحاظ کردن فاکتور دما

د: انتخاب الکتروود با استفاده از نمودار شفلر

ه: فلزات غیر مشابه

د: مراحل انتخاب الکتروود

DESIGN

UW-8 GENERAL	کلیات
UW-9 DESIGN OF WELDED JOINTS	طرح اتصال

برای ظرف تحت فشار و بخش های مختلف آن **Welding Map** تهیه شود. با استفاده از **Welding Map** همه موارد اعم از انتخاب فیلر، الکتروود، تست جوشکار، بررسی متغیرهای ضروری و غیر ضروری قابل ردیابی می باشد

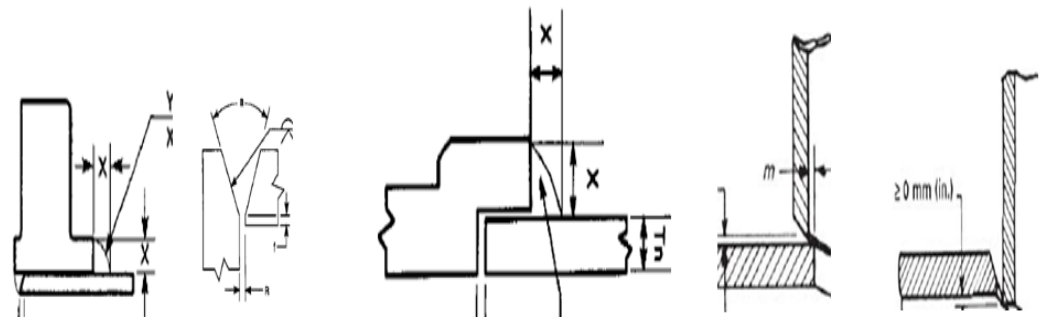
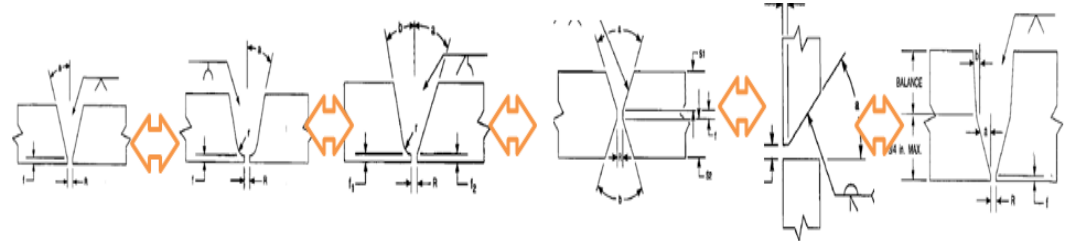
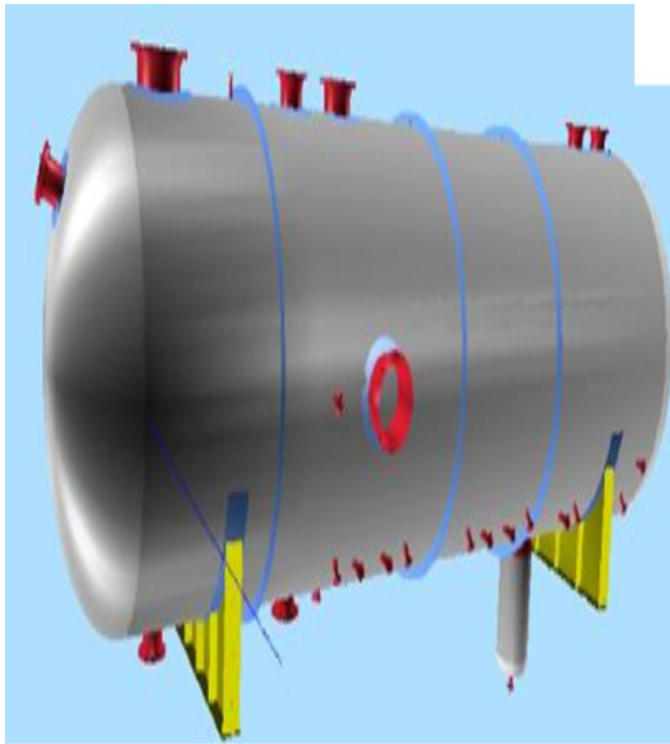
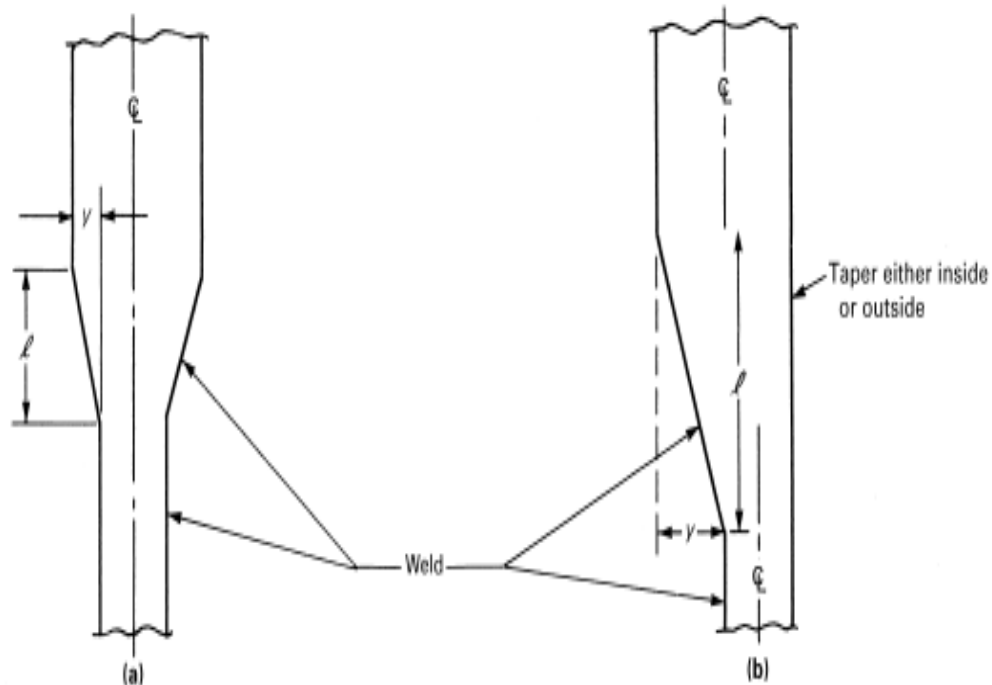


Figure UW-9-1
Butt Welding of Plates of Unequal Thickness



GENERAL NOTES:

- (a) $l \geq 3y$, where l is the required length of taper and y is the offset between the adjacent surfaces of abutting sections.
- (b) Length of required taper, l , may include the width of the weld.
- (c) In all cases, l shall be not less than $3y$.

Figure UW-9-2
Butt Welding of Components to Thickened Neck Nozzles

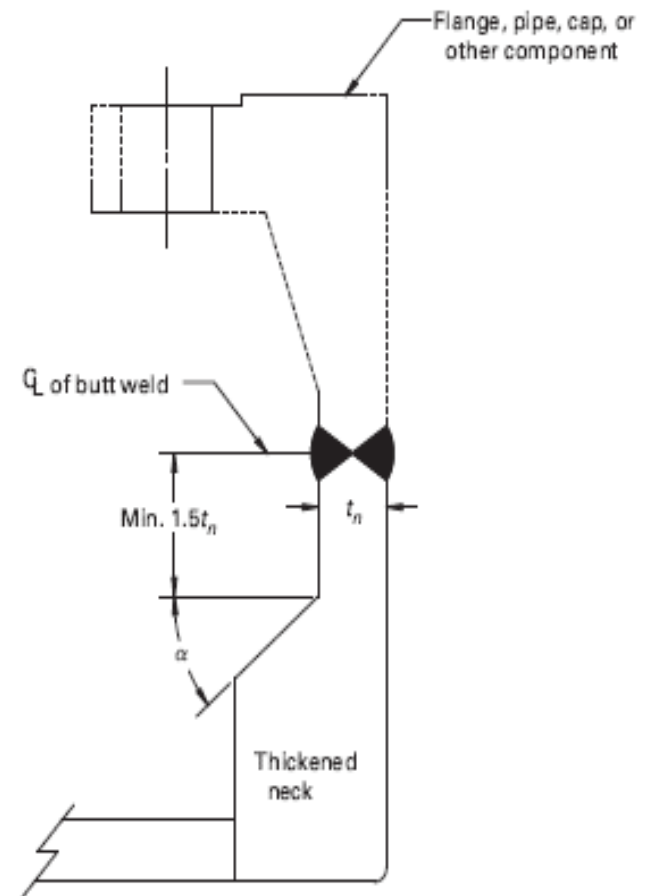
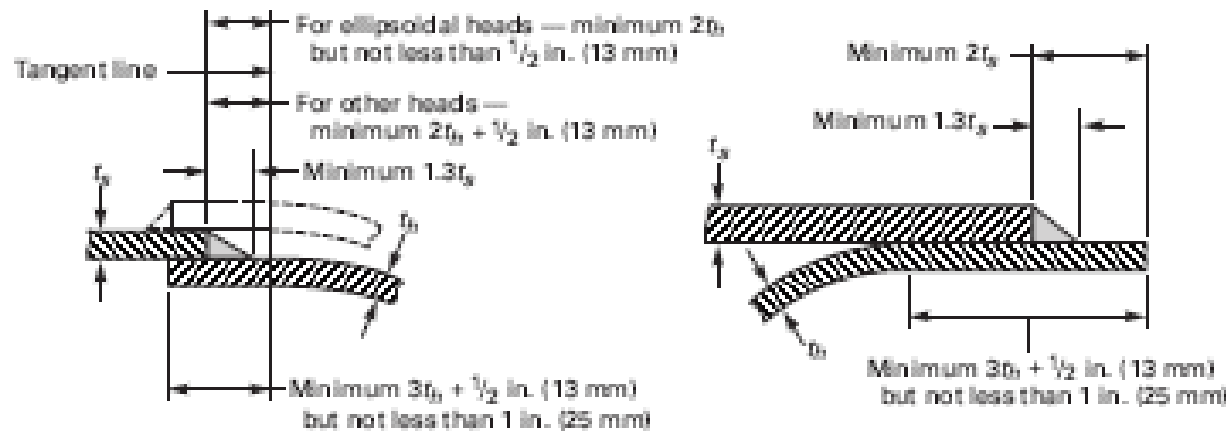
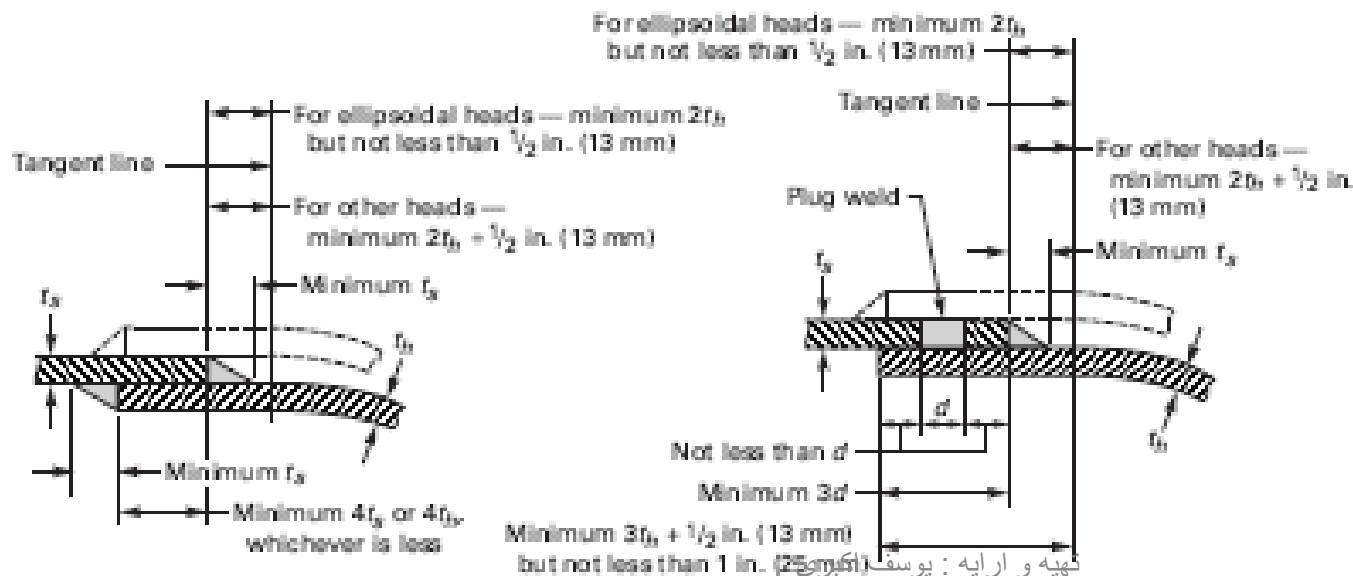


Figure UW-13.1
Heads Attached to Shells



(a) Single Fillet Lap Weld



(b) Double Fillet Lap Weld

(c) Single Fillet Lap Weld With Plug Welds

DESIGN

UW-10 POSTWELD HEAT TREATMENT(UCS56)	عملیات حرارتی بعد از جوشکاری
UW-11 RADIOGRAPHIC AND ULTRASONIC EXAMINATION	آزمون پرتونگاری و فراصوتی

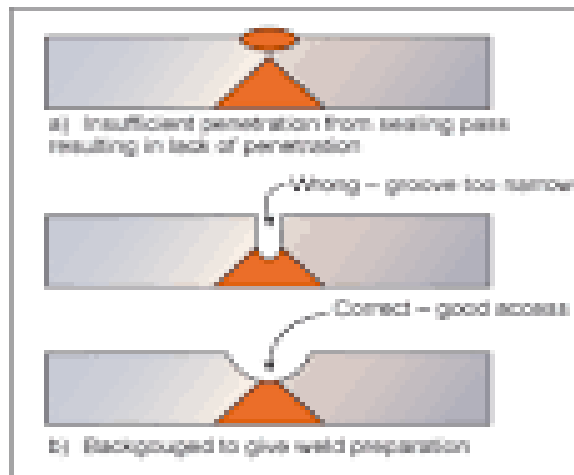
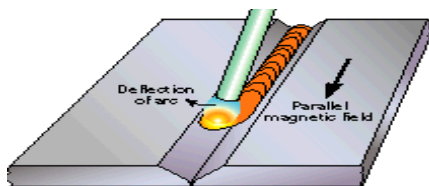
انجام آزمون های غیر مخرب از جمله پرتونگاری ممکن است به یکی از روش های ذیل انجام شود.

Full(Radiography)	Lethal Service
	Thickness $\geq$ 38mm
	For non Fire Boiler P $>$ 50psi
Spot(Radiography)	مواردی که شرایط انجام Full RT را ندارند ممکن است به صورت Spot پرتونگاری شوند
Random(Radiography)	این نوع پرتونگاری بر اساس اسپیک و با توجه به نظر کارفرما انجام می شود.
No	برای نارل های که قطر اسمی کمتر از ۱۰ اینچ و ضخامت کمتر از ۲۹ میلیمتر است پرتونگاری نیاز نیست

برای انجام آزمون های غیر مخرب نیز **NDT Plan** انجام شود و در **Welding Map** مشخص شود.

جدول UW12 : بیشترین مقدار قابل قبول ضریب کیفیت جوش یا [E] Joint Efficiency

نوع طرح اتصال	محدودیت	100%RT	Spot RT	Non
		E		
سر جوش های لب به لب طولی و محیطی با جوش از دو طرف یا با پشت بند ثابت	قابل استفاده برای هر چهار ر A,B,C,D کاتاگوری	1	0.85	0.7



$$t_1 = (1653 \times 25.5 / (20000 \times 1 - 0.6 \times 1653) = 55.11 \text{ mm}$$

E=0.85= Not Permit

E=0.7= Not Permit

جدول UW12 : بیشترین مقدار قابل قبول ضریب کیفیت جوش یا Joint Efficiency [E]

نوع طرح اتصال	محدودیت	100%RT	Spot RT	Non
		E		
سر جوش های لب به لب با پشت بند قابل برداشتن	الف : جوش های محیطی به جز محدودیتی که در بخش ب عنوان شده است. A, B, C, D	0.9	0.8	0.65
	ب : وقتی یک بخش از ظرف در جوش لب به لب به عنوان پشت بند عمل می کند. (A, B, C,)	0.9	0.8	0.65

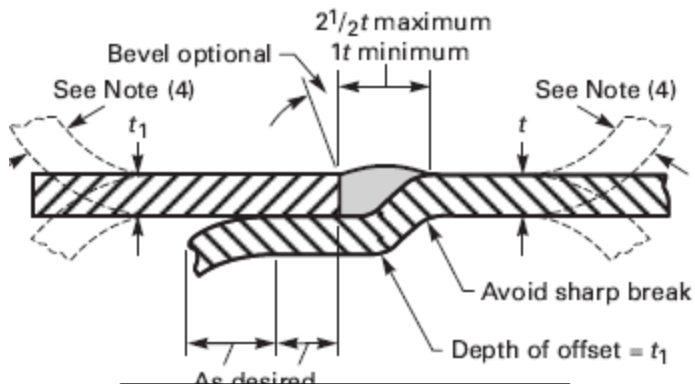


FIG UW3.1-i



DESIGN

UW-12 JOINT EFFICIENCIES

ضریب کیفیت جوش

جدول UW12 : بیشترین مقدار قابل قبول ضریب کیفیت جوش یا Joint Efficiency [E]

نوع طرح اتصال	محدودیت	100%RT	Spot RT	Non
		E		
جوش لب به لب بدون استفاده از پشت بند	جوش های محیطی با ضخامت کمتر از ۱۶ میلیمتر و قطر خارجی ظرف کمتر از ۲۴ اینچ A, B, C			0.6

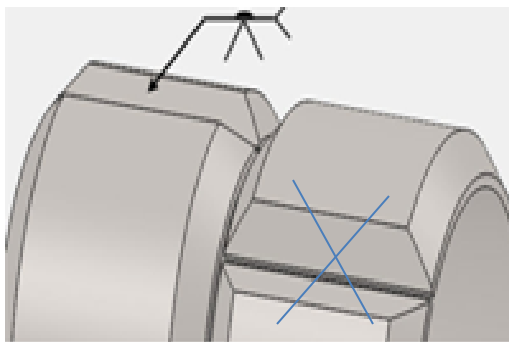
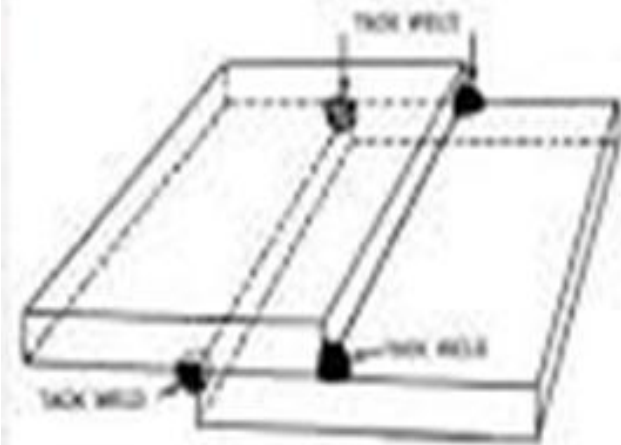
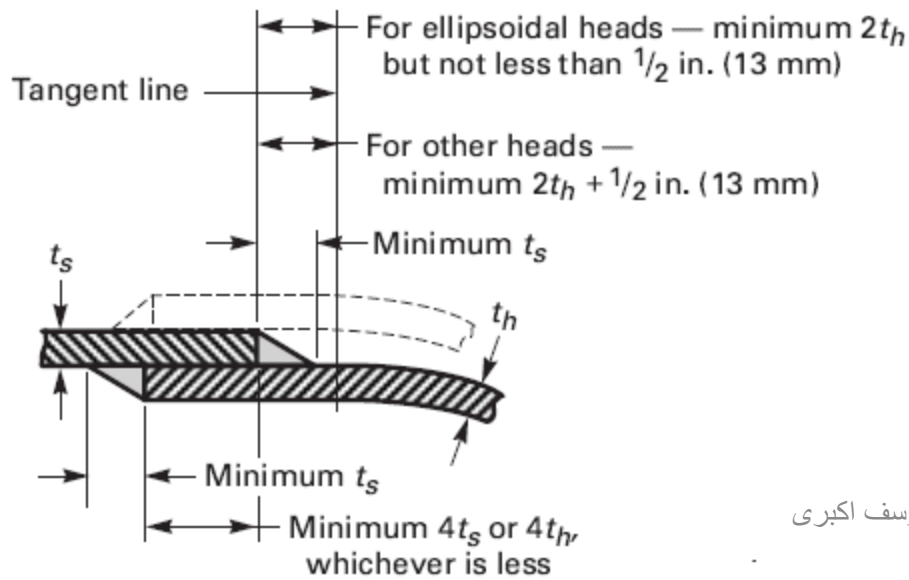


FIG UW3.1-i

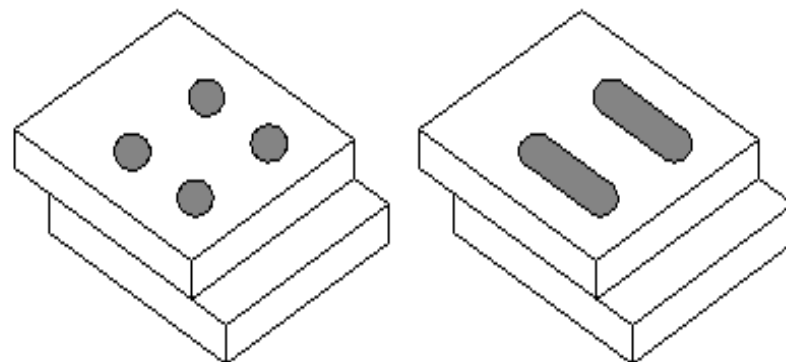
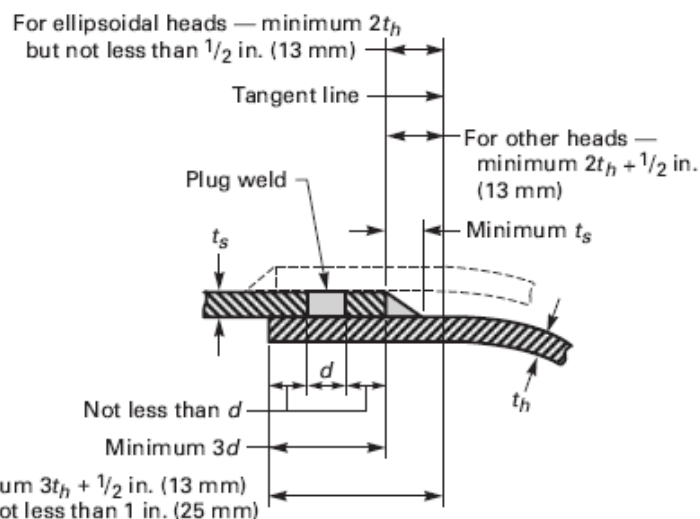
جدول UW12 : بیشترین مقدار قابل قبول ضریب کیفیت جوش یا Joint Efficiency [E]

نوع طرح اتصال	محدودیت	100 %RT	Spot RT	Non
		E		
جوش Over جوش Lap از دو طزف	جوش های فقط ضخامت های کمتر از ۱۰ میلیمتر (A)			0.55
	جوش محیطی فقط ضخامت های کمتر از ۱۶ میلیمتر (B,C)			0.55



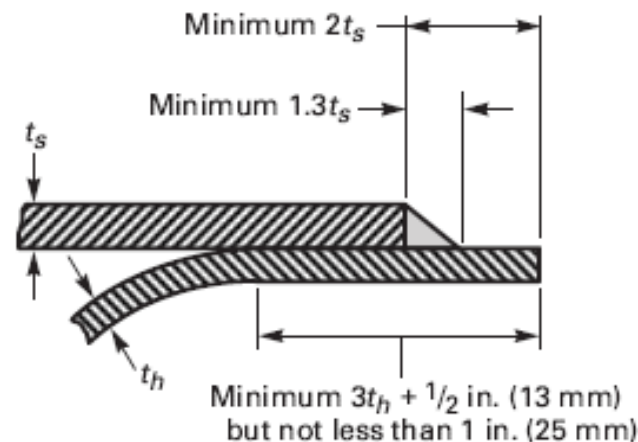
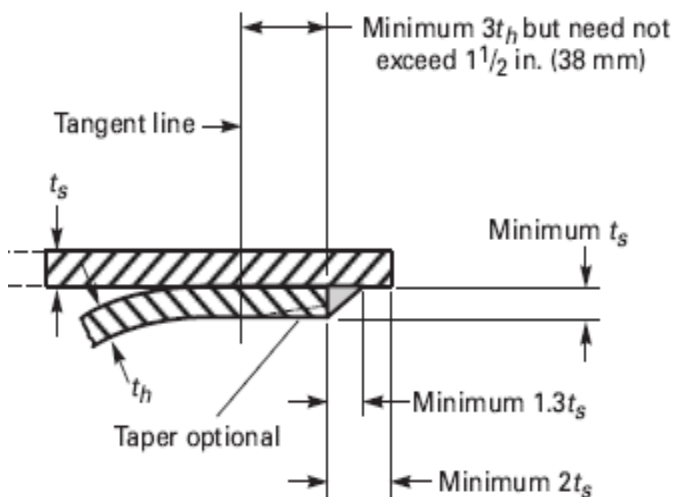
جدول UW12 : بیشترین مقدار قابل قبول ضریب کیفیت جوش یا [E] Joint Efficiency

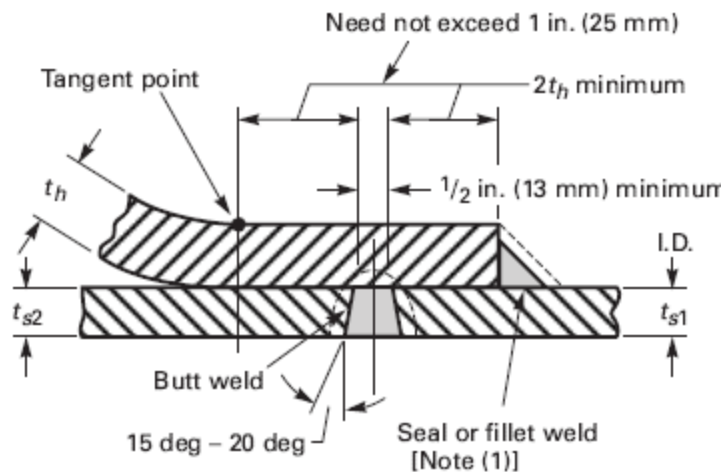
نوع طرح اتصال	محدودیت	100 %RT	Spot RT	Non
		E		
جوش Over Lap جوش از یک طرف و استفاده از جوش پلاگ تقویتی	برای جوش های محیطی در عدسی های چند تکه با ضخامت کمتر از ۱۳ میلیمتر-B			0.5
	برای جوش های محیطی بدنه با ضخامت کمتر از ۱۶ میلیمتر-C			0.5



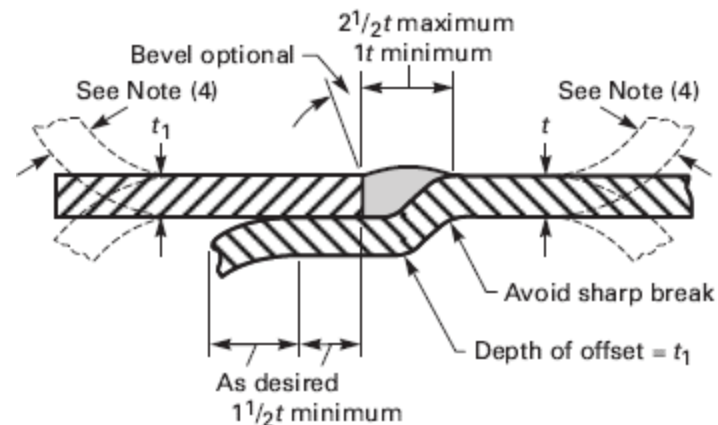
جدول UW12 : بیشترین مقدار قابل قبول ضریب کیفیت جوش یا Joint Efficiency [E]

نوع طرح اتصال	محدودیت	100% RT	Spot RT	Non
		E		
حالت Overlap یک طرفه A,B	برای جوش های محیطی مربوط به عدسی قطر خارجی کوچکتر از ۲۴ اینچ و ضخامت کمتر از ۱۶ میلیمتر، انجام جوش از داخل مجاز است			0.45
	در صورتیکه فشار از دو طرف باشد ، علاوه بر محدودیت قطر در قسمت قبل ، محدودیت ضخامت ۶ میلیمتر هم اعمال می شود.			0.45



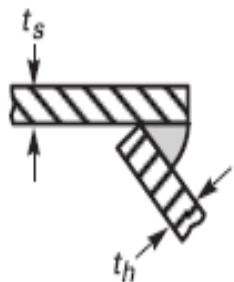


(e) Intermediate Head [See Notes (2) and (3)]

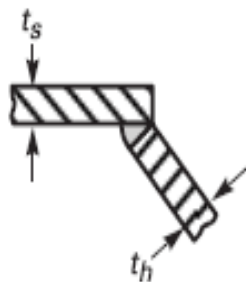


t or $t_1 = 5/8$ maximum [see Note (5)]

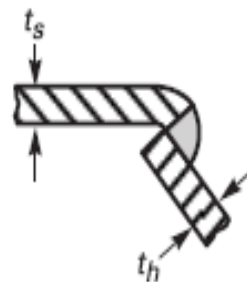
(i) Butt Weld With One Plate Edge Offset



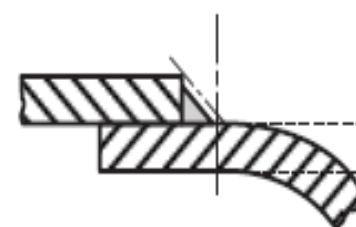
(f-1) Not Permissible



(f-2) Not Permissible



(g) Not Permissible



(h) Not Permissible

Figure UW-13.1
Heads Attached to Shells (Cont'd)

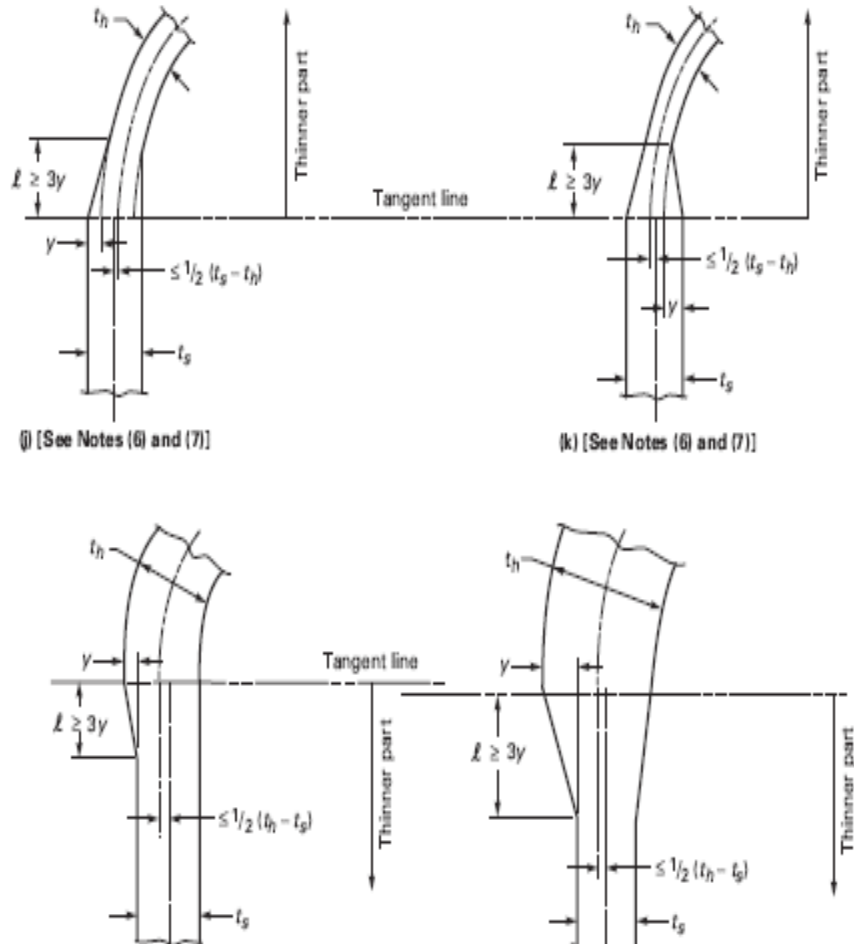


Figure UW-13.3
Typical Pressure Parts With Butt-Welded Hubs

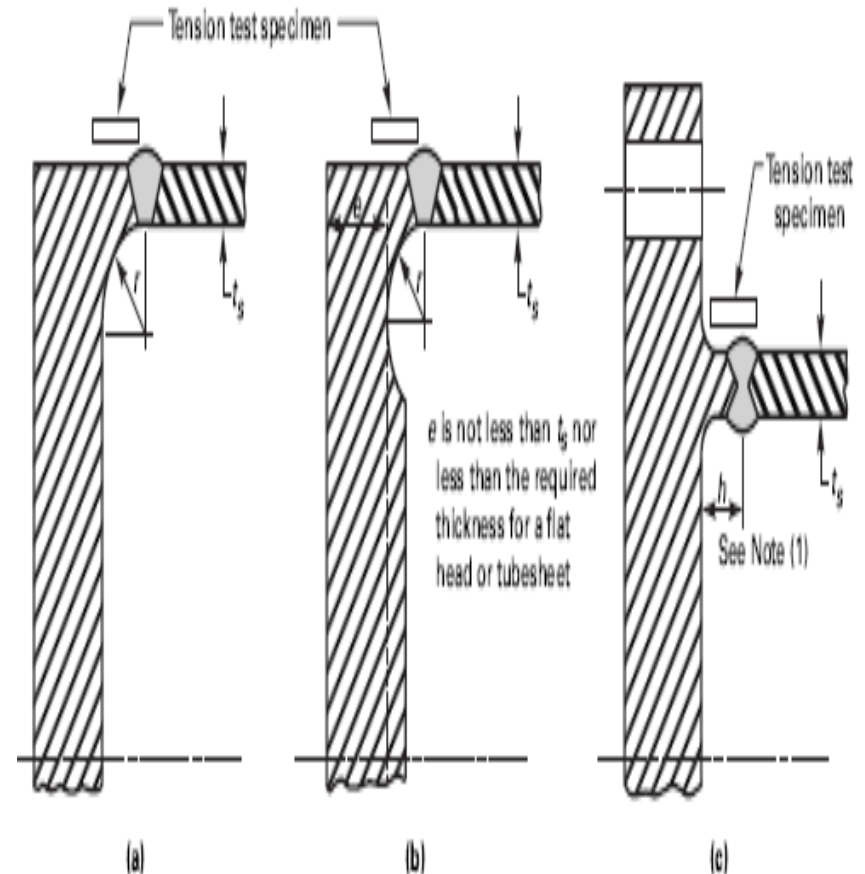


Figure UW-13.2
Attachment of Pressure Parts to Flat Plates to Form a Corner Joint (Cont'd)

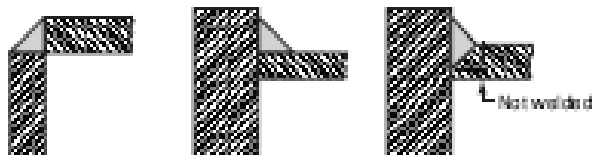
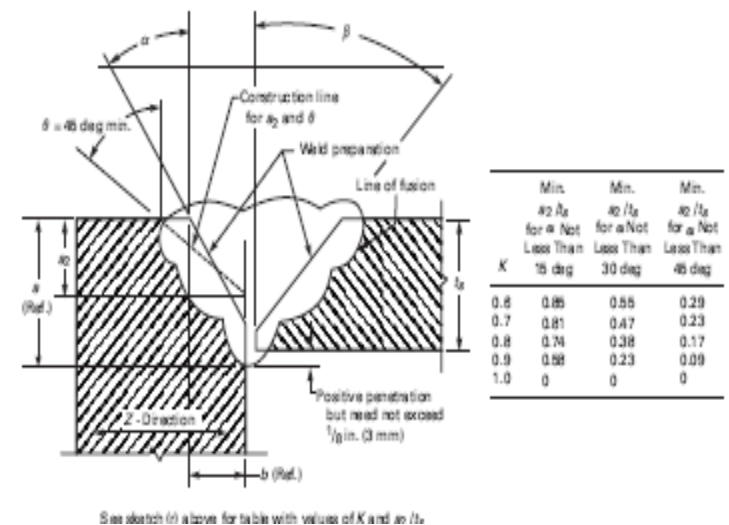
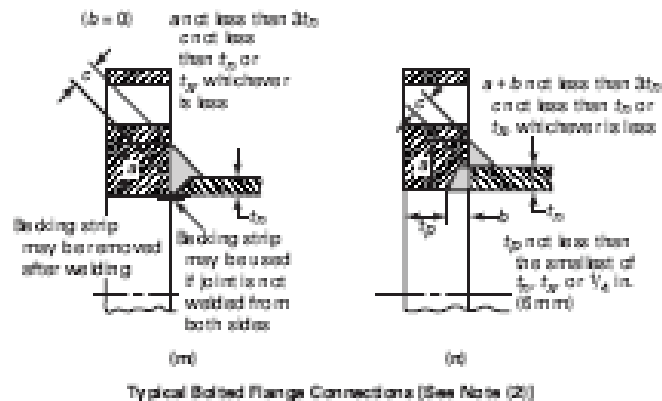
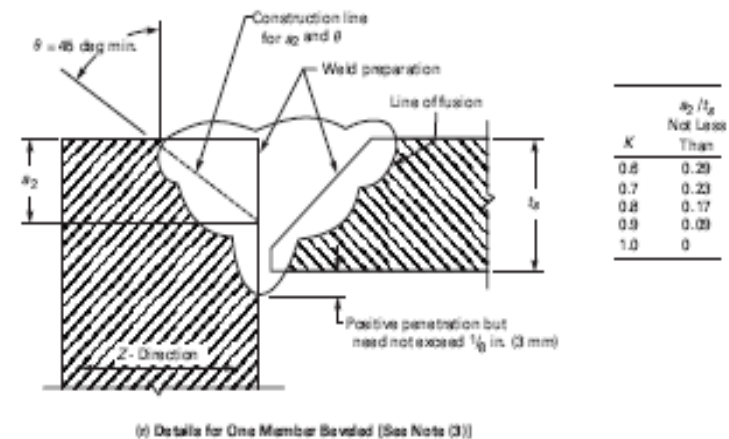
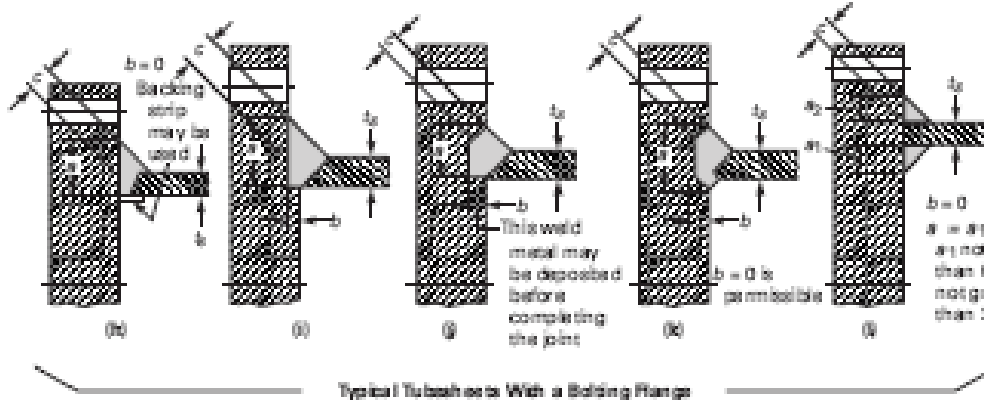
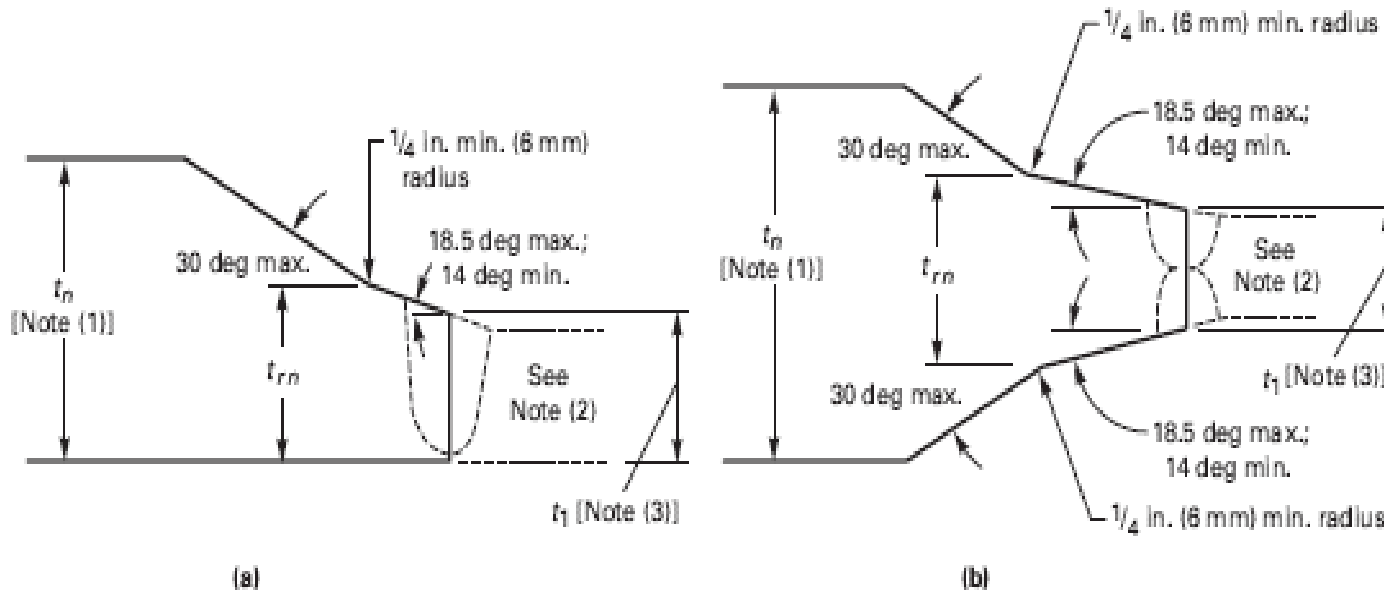


Figure UW-13.4
Nozzle Necks Attached to Piping of Lesser Wall Thickness



NOTES:

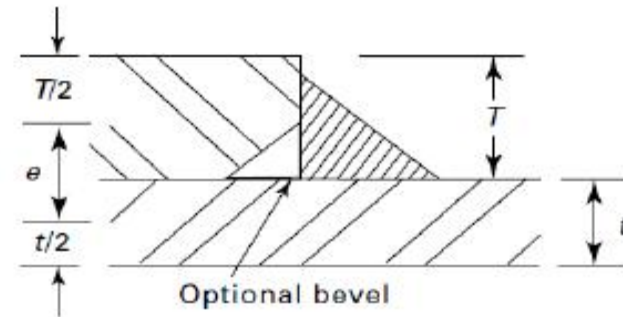
- (1) As defined in [UG-40](#), t_n shall not be less than the thickness required by [UG-45](#).
- (2) Weld bevel is shown for illustration only.
- (3) t_1 is not less than the greater of
 - (a) $0.8t_{rn}$, where t_{rn} = required thickness of seamless nozzle wall
 - (b) minimum wall thickness of connecting pipe

ضعف جوش های گوشه ای مقاومت ضعیف در برابر نیرو های لغزشی می باشد. تنش های مجازی که در حالت های نیروهای عمودی و لغزشی بر سروجش های وارد می شود نباید مقادیر ذیل را رد کند.

(1) groove-weld tension, $0.74S$

(2) groove-weld shear, $0.6S$

(3) fillet-weld shear, $0.49S$



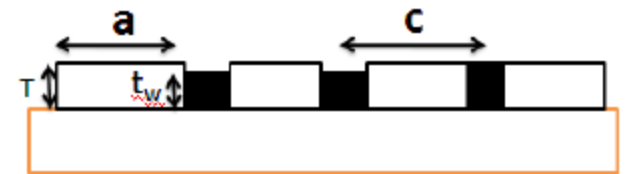
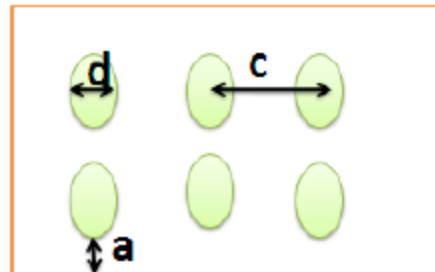
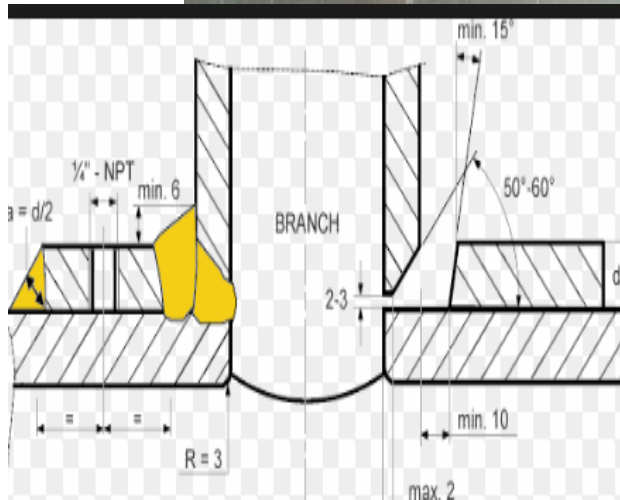
$$S_w = (PD_m/2T) + (3PD_me/T^2)$$

where

e = load path eccentricity $(T + t)/2$, mm (in.)

S_w = calculated weld stress, MPa (psi); $S_w \leq 1.5S_u$

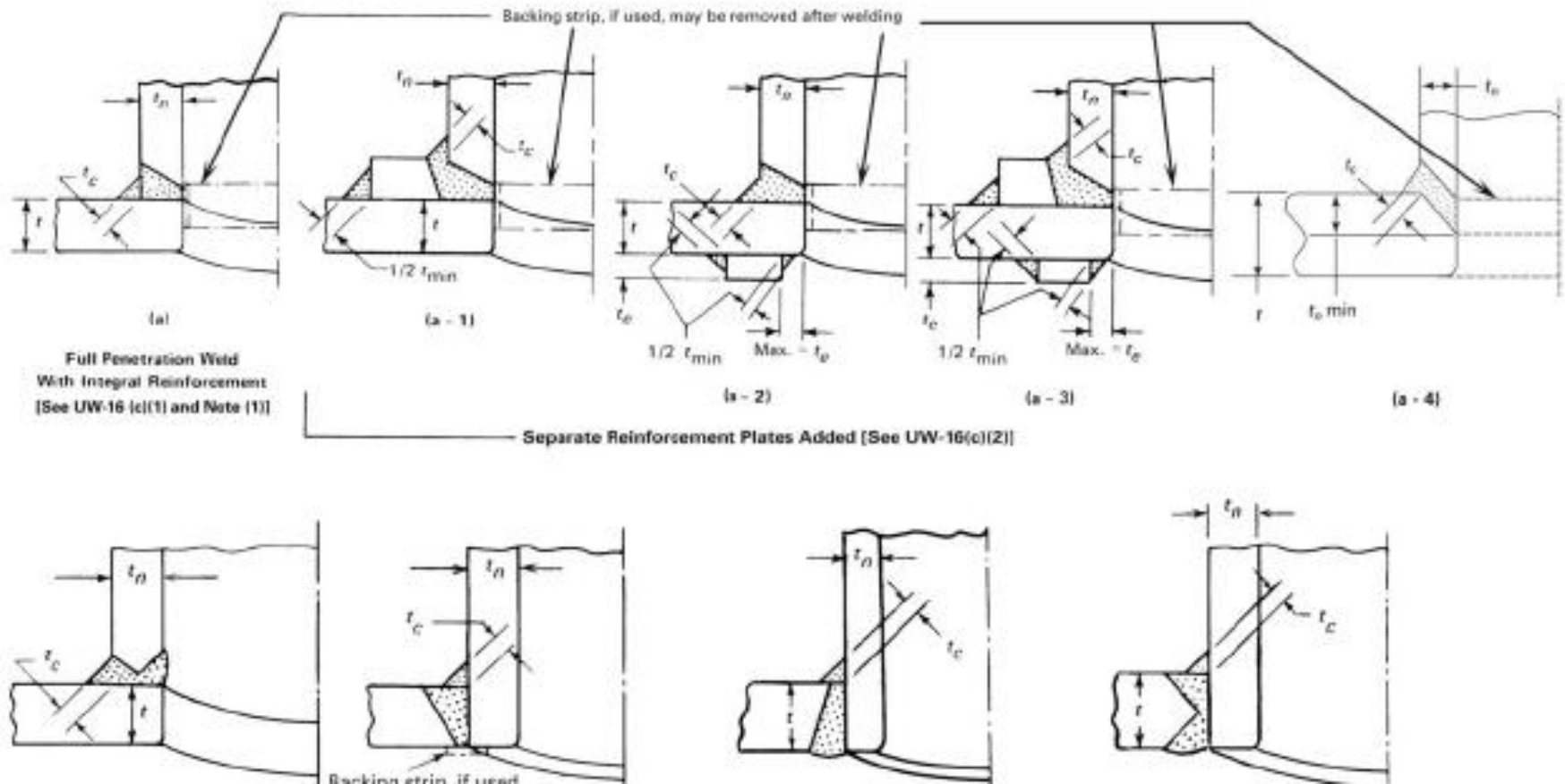
T = wall thickness of patch plate, mm (in.)



DESIGN

UW-16 MINIMUM REQUIREMENTS FOR ATTACHMENT WELDS AT OPENINGS

Figure UW-16.1
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc.



DESIGN

UW-16 MINIMUM REQUIREMENTS FOR ATTACHMENT WELDS AT OPENINGS

Figure UW-16.1

Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc. (Cont'd)

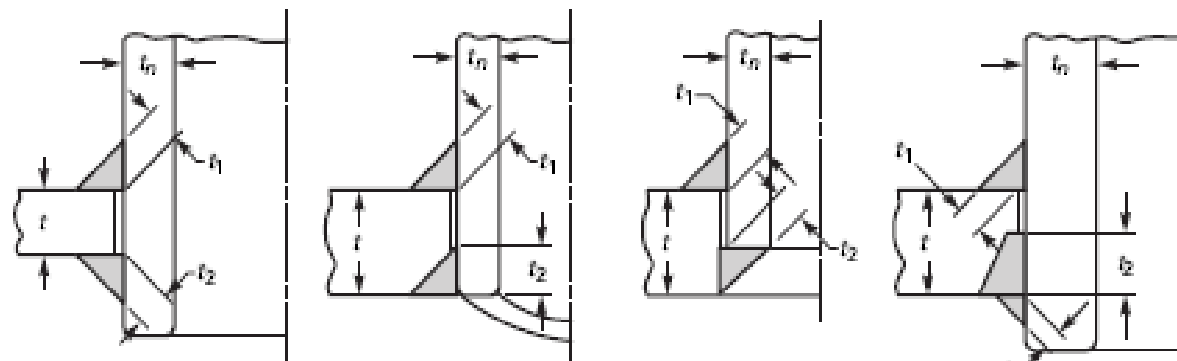
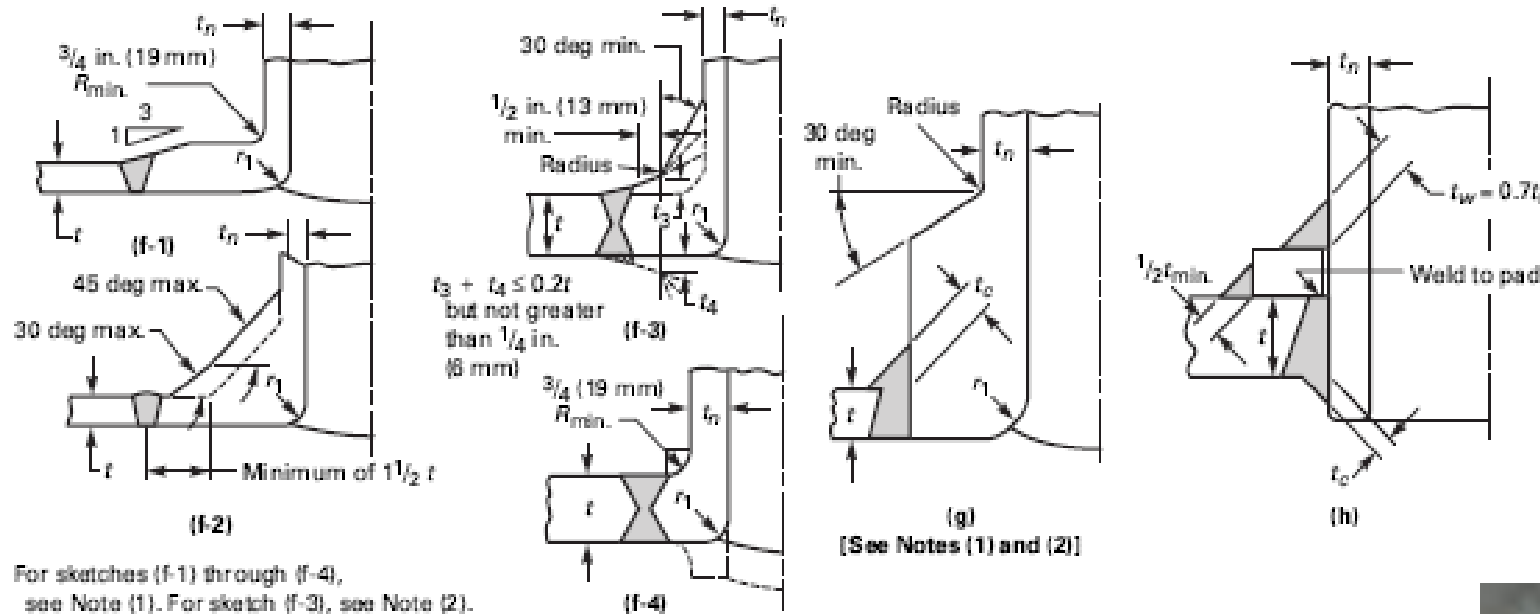
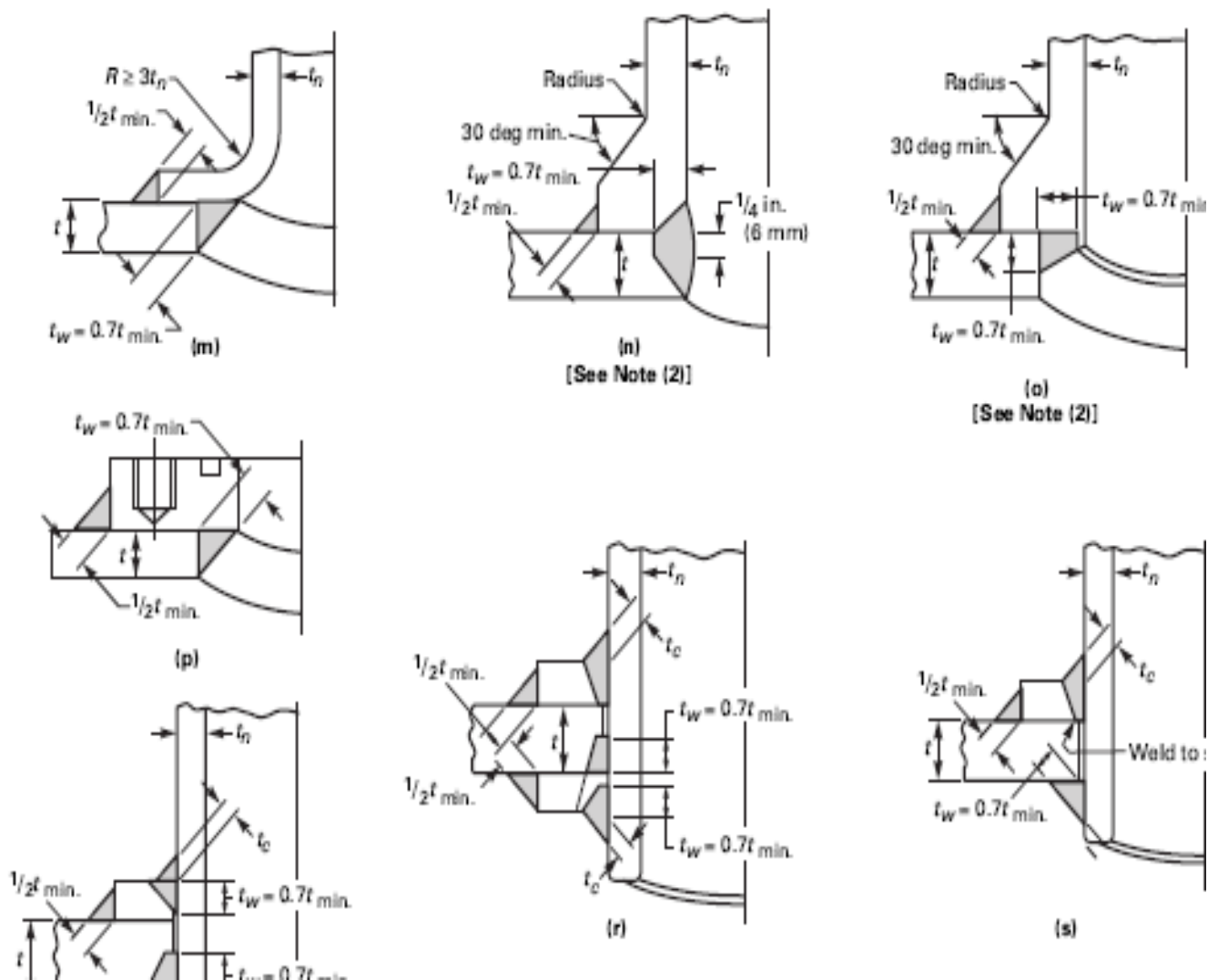


Figure UW-16.1

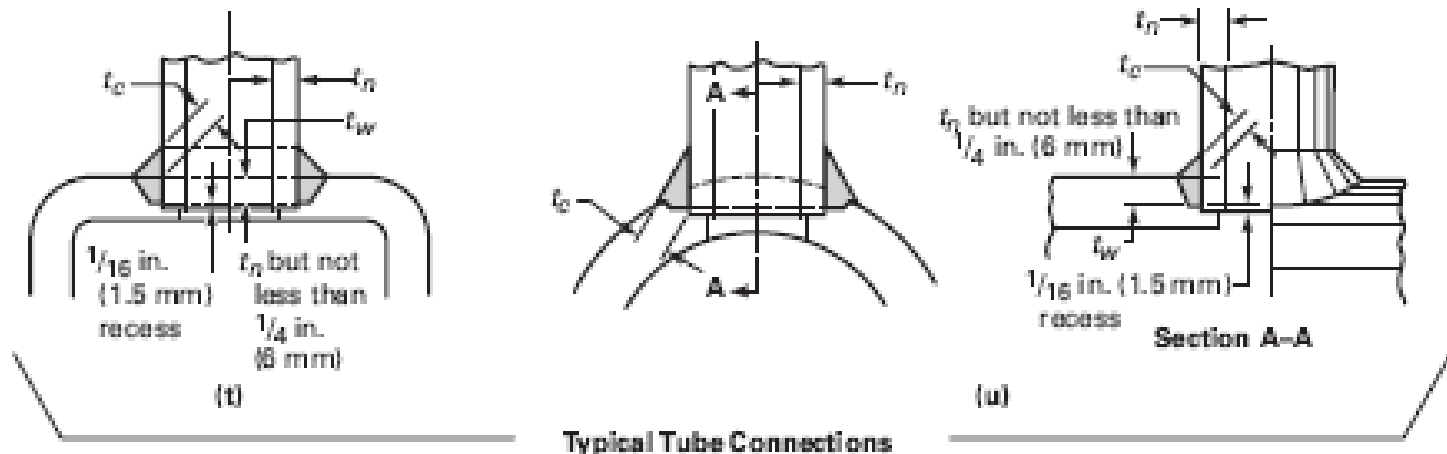
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc. (Cont'd)



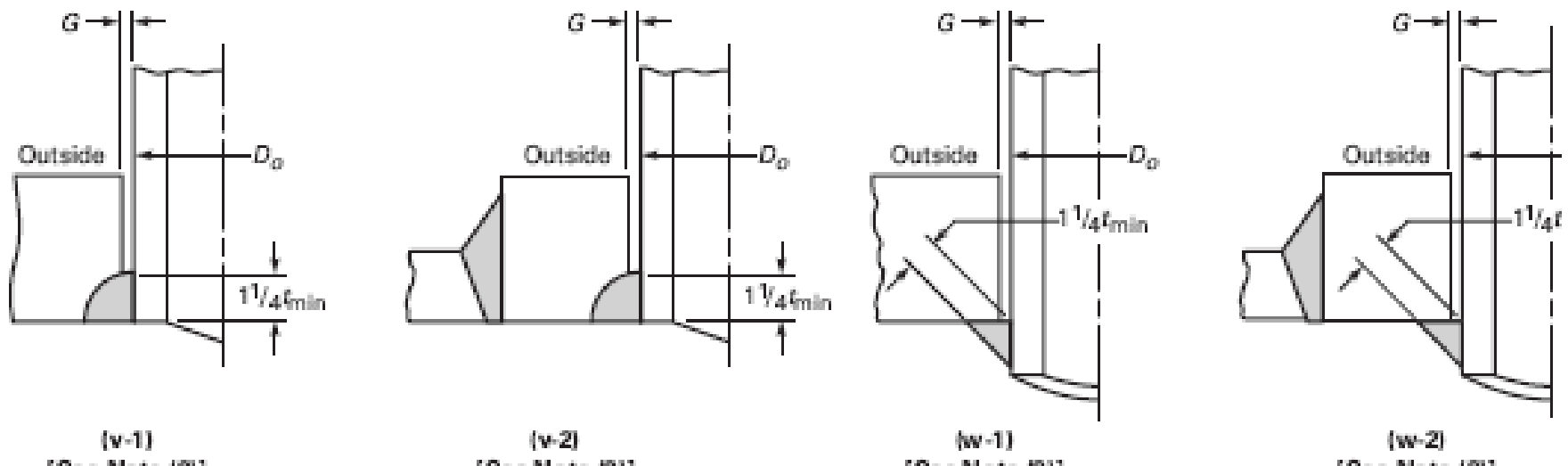
UW-16 MINIMUM REQUIREMENTS FOR ATTACHMENT WELDS AT OPENINGS

Figure UW-16.1

Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc. (Cont'd)



(When used for other than square, round, or oval headers, round off corners)



DESIGN

UW-16 MINIMUM REQUIREMENTS FOR ATTACHMENT WELDS AT OPENINGS

Table UW-16.1
Minimum Thickness Requirements for Fittings

NPS	in.	mm
$\frac{1}{8}$	0.11	2.7
$\frac{1}{4}$	0.11	2.7
$\frac{3}{8}$	0.11	2.7
$\frac{1}{2}$	0.14	3.6
$\frac{3}{4}$	0.16	4.2
1	0.22	5.5
$1\frac{1}{4}$	0.30	7.5
$1\frac{1}{2}$	0.30	7.5
2	0.31	7.9
$2\frac{1}{2}$	0.37	9.5
3	0.38	9.5

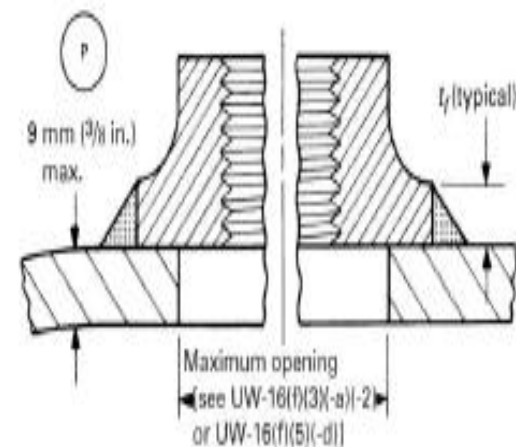
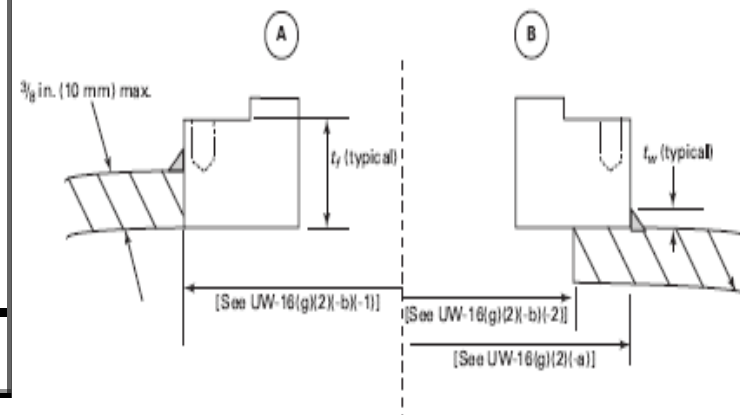


Figure UW-16.3
Some Acceptable Types of Small Bolting Pads

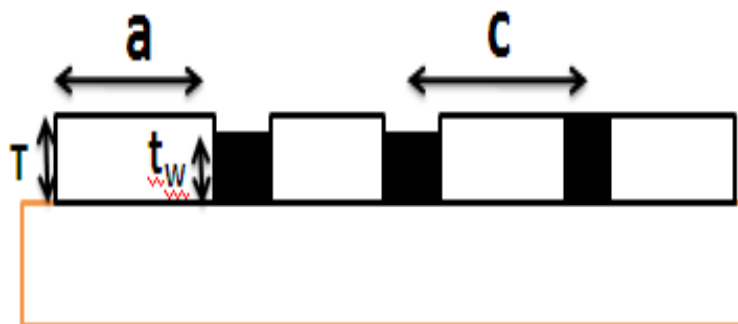
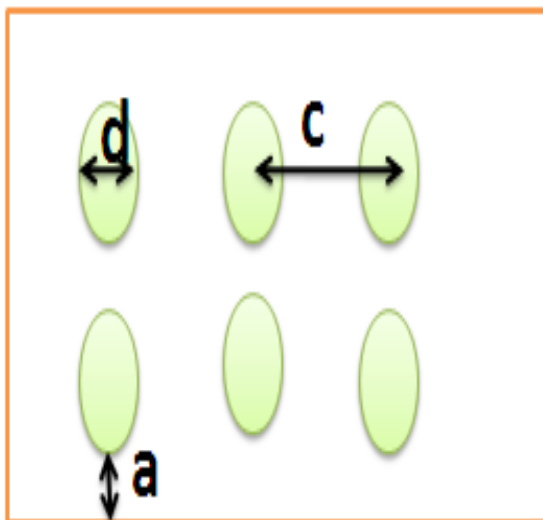


DESIGN

UW-17 PLUG WELDS

UW-18 FILLET WELDS

قطر پلاگ (d) می بایست بین $T+6$ و $2T+6$ باشد. ضخامت وصله است. فاصله بین جوش پلاگ تا انتهای وصله (a) بین $2T$ و $4T$ مورد تایید می باشد. و فاصله بین دو پلاگ مرکز تا مرکز (c) نباید از سه برابر قطر آن کمتر باشد. ارتفاع جوش (t_w) برای ضخامت های وصله کمتر از ۸ میلیمتر می بایست از بیشینه $0.5T$ و $0.31d$ بیشتر باشد.



DESIGN

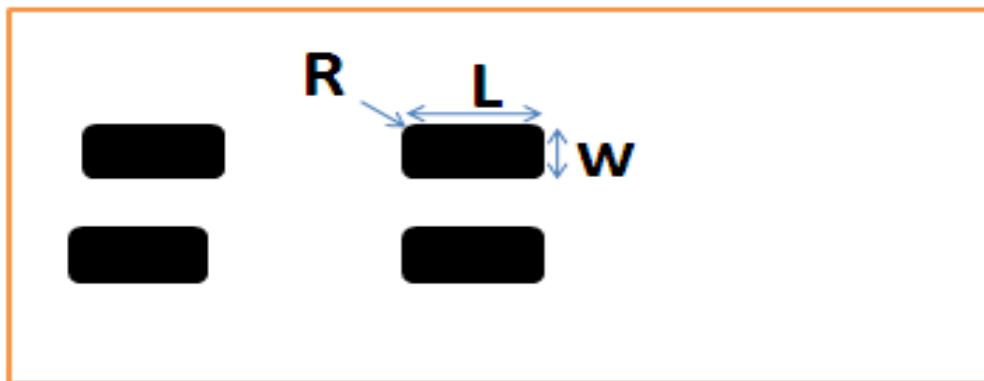
UW-17 PLUG WELDS

UW-18 FILLET WELDS

نیروی مجاز برای پلاگ جوش نیز از رابطه ذیل به دست می آید. در واقع نیروی مجاز برای پلاگ ها گاهی تا ۳۰ درصد نیروی وصله روکار می باشد.

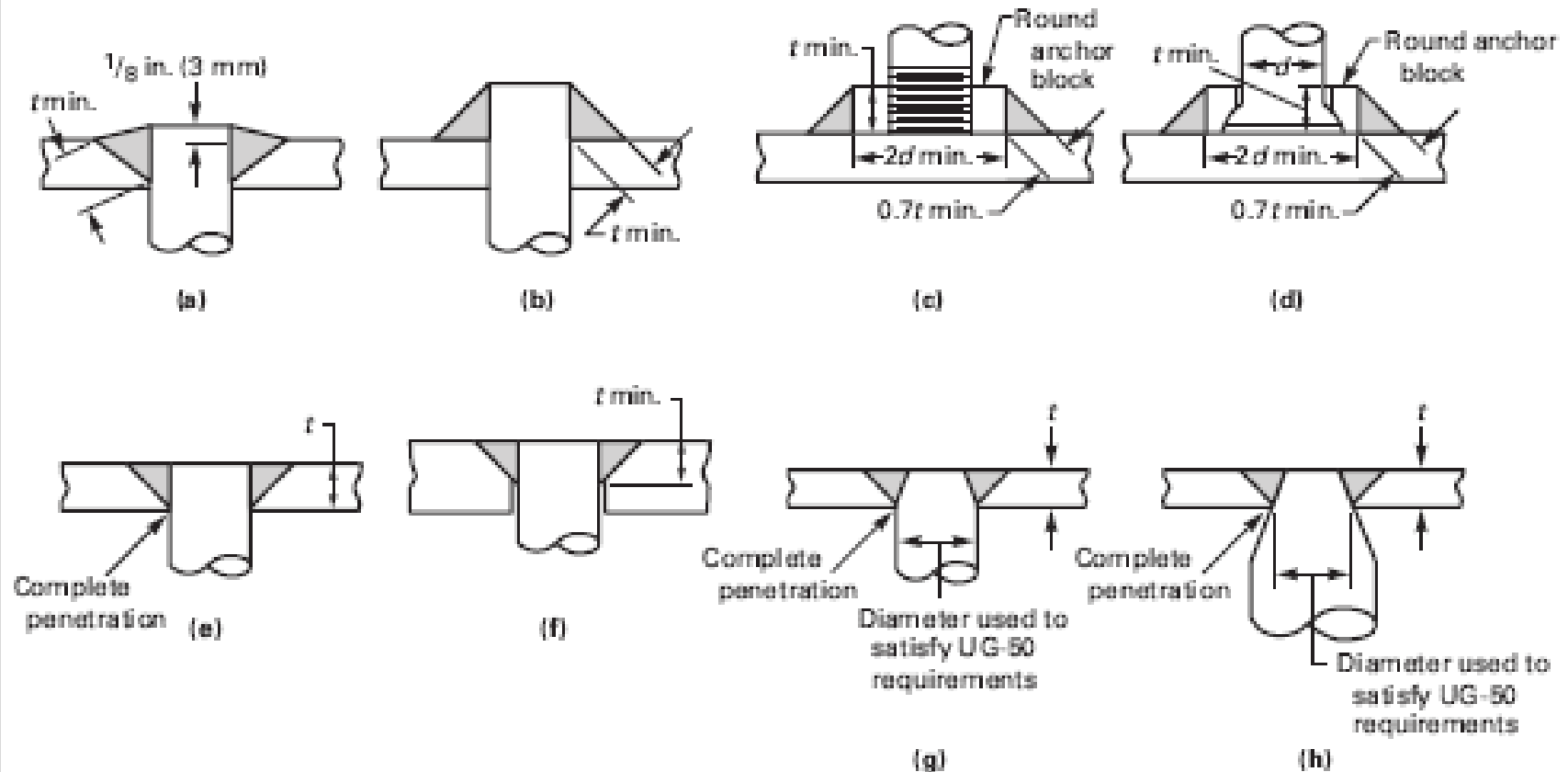
$$F_p(\text{N/mm}) = 0.63 S_a (d - 6)^2$$

برخی اوقات به جای استفاده از پلاگ با سطح مقطع دایره ای به شکل سوراخ هایی به شکل مستطیل در وصله ایجاد می کنند که به آن Slot می گویند



$$F_s = 0.8 S_a [(W - 6) (L - 6) - 0.86 R^2]$$

Figure UW-19.1
Typical Forms of Welded Staybolts



Legend:

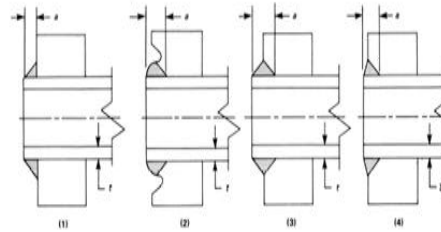
t = nominal thickness of the thinner stayed plate

DESIGN

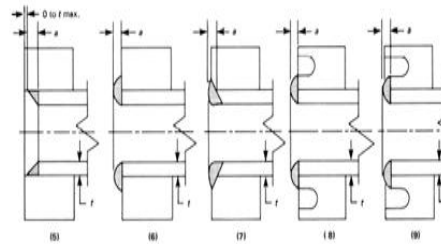
UW-20 TUBE-TO-TUBESHEET WELDS

Original Tubesheet

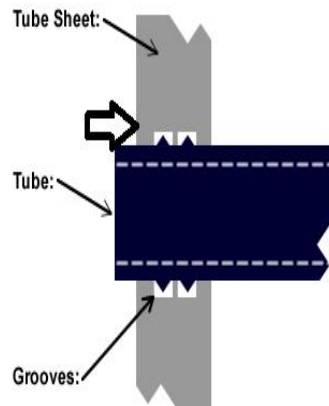
Tube



Some acceptable weld geometries where a is not less than $1.4t$.



Some acceptable weld geometries where a is less than $1.4t$.

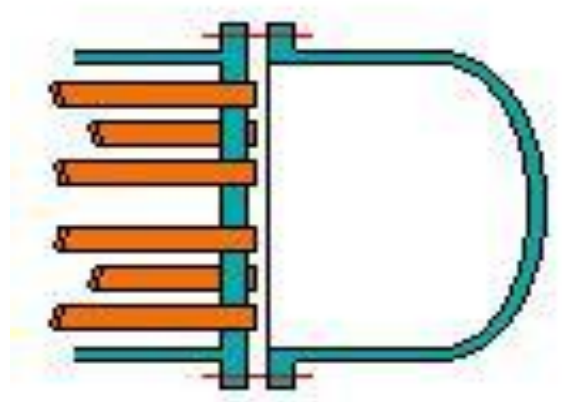
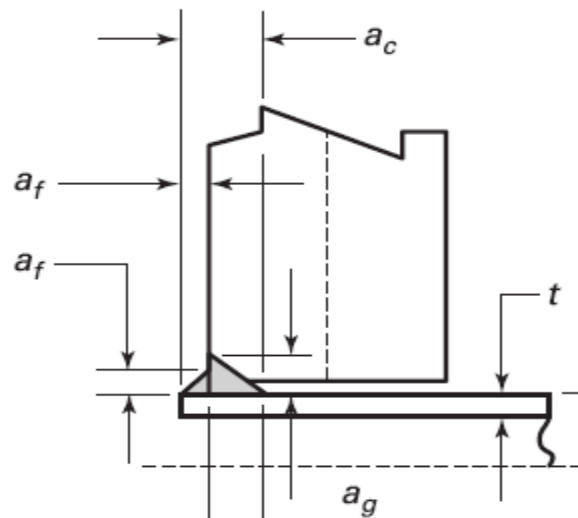
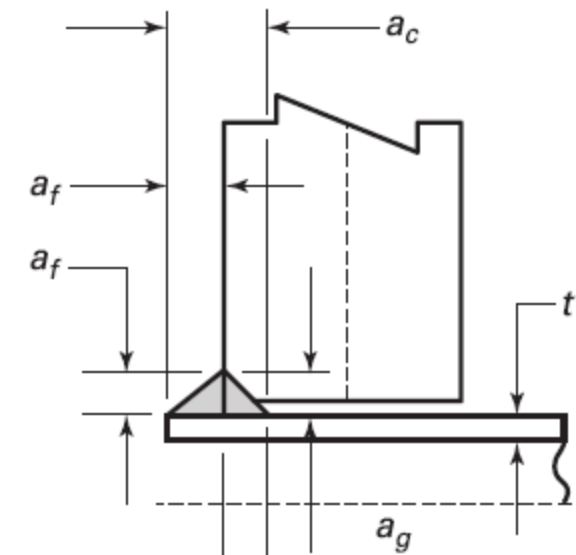
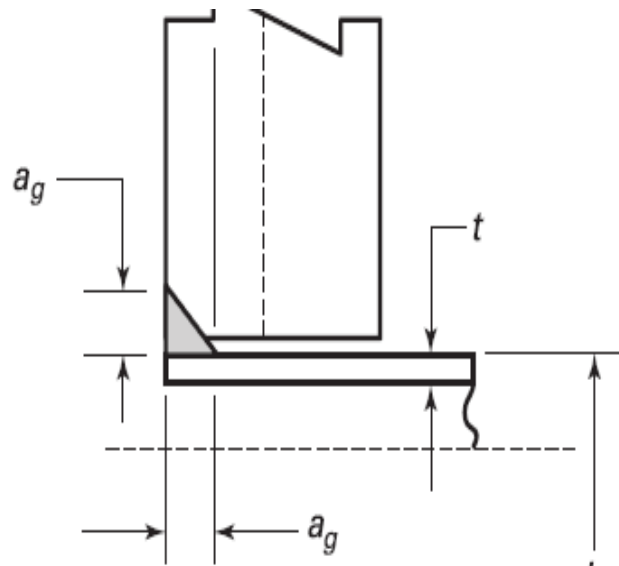
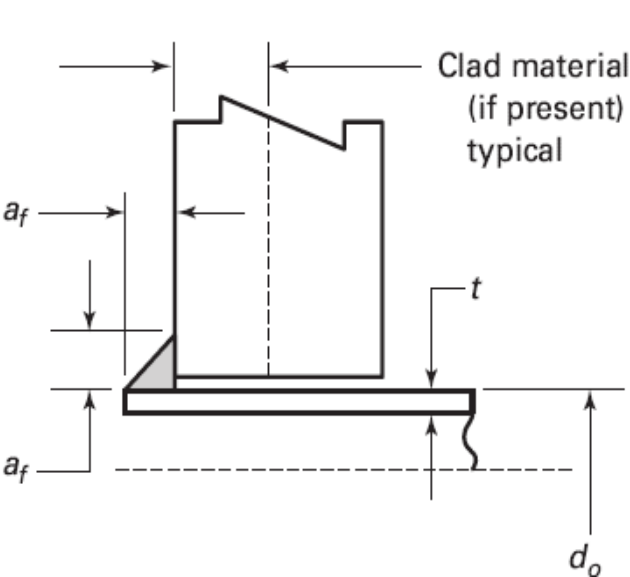


Tube To Tube Sheet

- ✓ Weld
- ✓ Expand
- ✓ Weld+ Expand

DESIGN

UW-20 TUBE-TO-TUBESHEET WELDS



DESIGN

UW-20 TUBE-TO-TUBESHEET WELDS

a_c = length of the combined weld legs measured parallel to the longitudinal axis of the tube at its outside diameter

a_f = fillet weld leg

a_g = groove weld leg

a_r = minimum required length of the weld leg(s) under consideration

d_o = tube outside diameter

F_d = design strength, but not greater than F_t

f_d = ratio of the design strength to the tube strength
= 1.0 for full strength welds
= F_d/F_t for partial strength welds

F_f = fillet weld strength, but not greater than F_t
= $0.55\pi a_f (d_o + 0.67a_f) S_w$

f_f = ratio of the fillet weld strength to the design strength
= $1 - F_g/(f_d F_d)$

F_g = groove weld strength, but not greater than F_t
= $0.85\pi a_g (d_o + 0.67a_g) S_w$

F_t = axial tube strength

$$= \pi t (d_o - t) S_a$$

f_w = weld strength factor

$$= S_a/S_w$$

$L_{\max}$ = maximum allowable axial load in either direction on the tube-to-tubesheet joint

S = allowable stress value as given in the applicable part of Section II, Part D

S_a = allowable stress in tube (see S , above)

S_t = allowable stress of the material to which the tube is welded (see S , above)

S_w = allowable stress in weld (lesser of S_a or S_t , above)

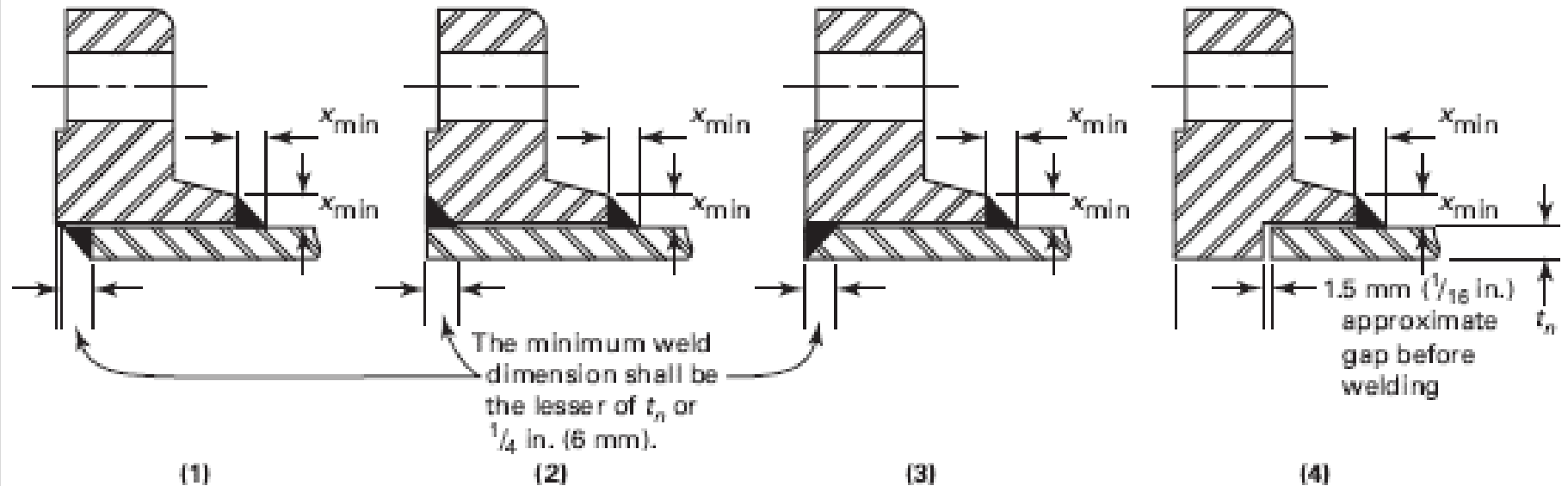
t = nominal tube thickness



$$a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 2.73t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$$

$$a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 1.76t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$$

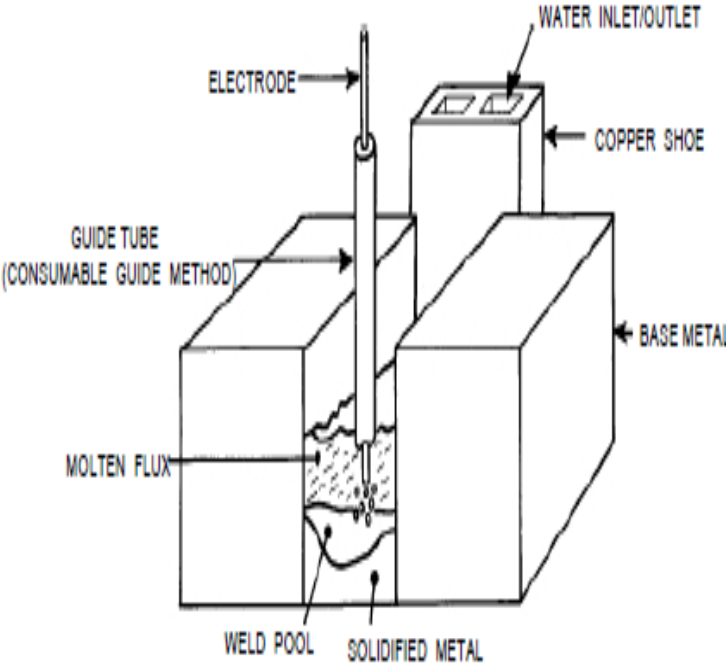
Figure UW-21
Welds of Socket Weld Flanges to Nozzle Necks



t_n = nominal thickness of the shell or nozzle

x_{min} = the lesser of $1.4t_n$ or the thickness of the hub

UW-26 GENERAL	UW-27 WELDING PROCESSES
UW-29 TESTS OF WELDERS AND WELDING OPERATORS	UW-28 QUALIFICATION OF WELDING PROCEDURE
UW-30 LOWEST PERMISSIBLE TEMPERATURES FOR WELDING	



✓مسولیت های سازنده

✓دستورالعمل های جوشکاری

✓اجرای جوشکاری

✓روش های جوشکاری

✓روش ESW برای فولاد های فritti استفاده شود

✓در روش ESW اگر ضخامت جوش بیش از ۳۸ میلیمار

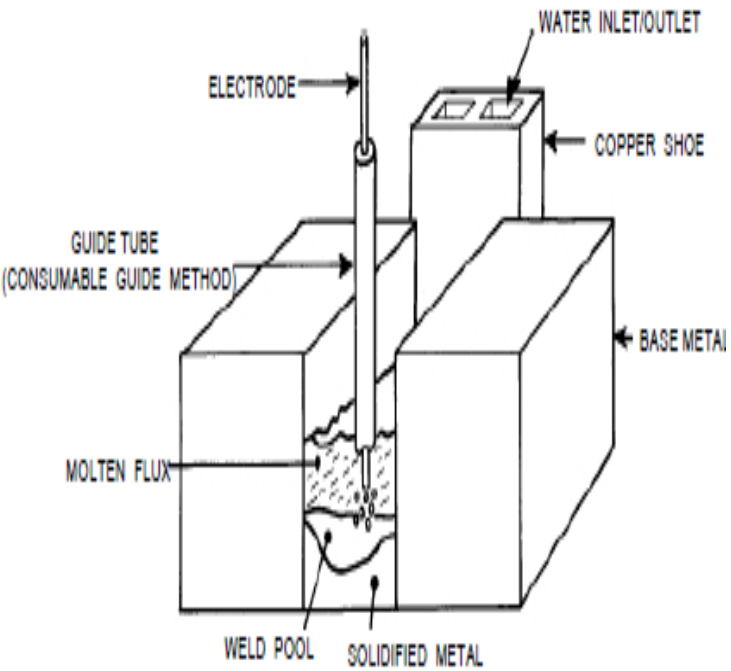
باشد . باید آستنیته شود.

✓حداقل دمای محیط برای انجام جوشکاری ۲۰درجه

سانتیگراد زیر صفر است

✓حداقل دمای پیش گرم در نقطه جوشکاری رعایت شود.

UW-26 GENERAL	UW-27 WELDING PROCESSES
UW-29 TESTS OF WELDERS AND WELDING OPERATORS	UW-28 QUALIFICATION OF WELDING PROCEDURE
UW-30 LOWEST PERMISSIBLE TEMPERATURES FOR WELDING	



✓مسولیت های سازنده

✓دستورالعمل های جوشکاری

✓اجرای جوشکاری

✓روش های جوشکاری

✓روش ESW برای فولاد های فritti استفاده شود

✓در روش ESW اگر ضخامت جوش بیش از ۳۸ میلیمار

باشد . باید آستنیته شود.

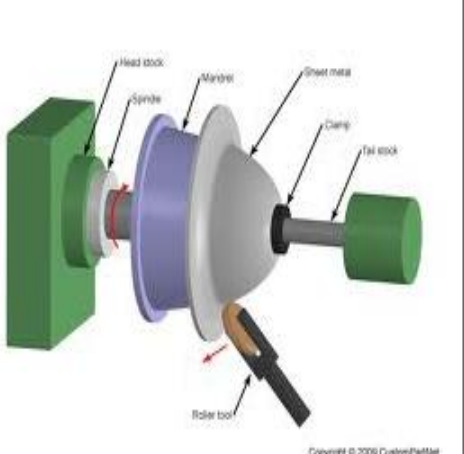
✓حداقل دمای محیط برای انجام جوشکاری ۲۰درجه

سانتیگراد زیر صفر است

✓حداقل دمای پیش گرم در نقطه جوشکاری رعایت شود.

FABRICATION

UW-31 CUTTING, FITTING, AND ALIGNMENT	UW-32 CLEANING OF SURFACES TO BE WELDED
UW-33 ALIGNMENT TOLERANCE	UW-34 SPIN-HOLES
UW-35 FINISHED LONGITUDINAL AND CIRCUMFERENTIAL JOINTS	



✓برشکاری و نحوه فیت آپ ورق ها

✓تلورانس ها

✓آثار باقی مانده از زمان ساخت عدسی ها مانند Spin Hole

✓بیشترین گرده تقویتی جوش

✓ردیابی جوشکاران

✓ردیابی متغیر های جوشکاری

✓در فرایند های مونتاژ مانند سنگ زدن ،

✓حدکثر عمق مجار برابر با یک میلیمتر یا ده درصد ضخامت

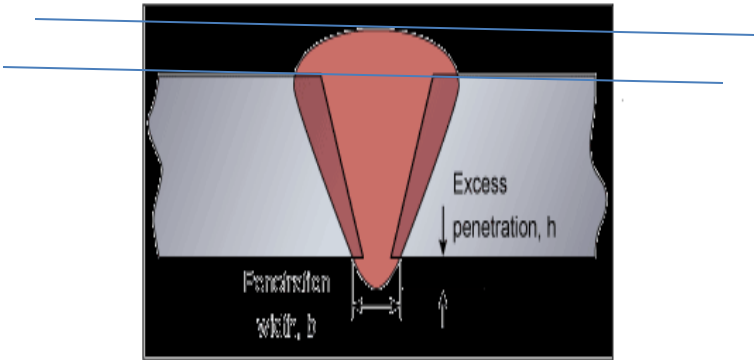
(هر کدام کمتر است) می باشد.

FABRICATION

UW-31 CUTTING, FITTING, AND ALIGNMENT	UW-32 CLEANING OF SURFACES TO BE WELDED
UW-33 ALIGNMENT TOLERANCE	UW-34 SPIN-HOLES
UW-35 FINISHED LONGITUDINAL AND CIRCUMFERENTIAL JOINTS	

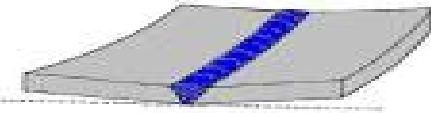
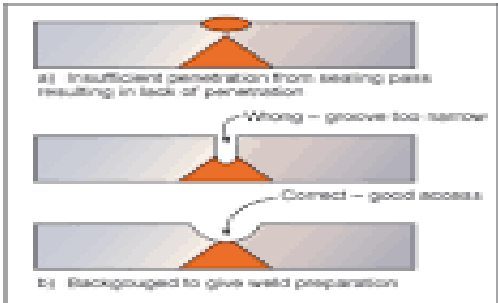
Table UW-33

SI Units		
Section Thickness, mm	Joint Categories	
	A	B, C, and D
Up to 13, incl.	$\frac{1}{4}t$	$\frac{1}{4}t$
Over 13 to 19, incl.	3 mm	$\frac{1}{4}t$
Over 19 to 38, incl.	3 mm	5 mm
Over 38 to 51, incl.	3 mm	$\frac{1}{8}t$
Over 51	Lesser of $\frac{1}{16}t$ or 10 mm	Lesser of $\frac{1}{8}t$ or 19 mm



SI Units		
Material Nominal Thickness, mm	Maximum Reinforcement, mm	
	Categories B and C Butt Welds	Other Welds
Less than 2.4	2.5	0.8
2.4 to 4.8, incl.	3	1.5
Over 4.8 to 13, incl.	4	2.5
Over 13 to 25, incl.	5	2.5
Over 25 to 51, incl.	6	3
Over 51 to 76, incl.	6	4
Over 76 to 102, incl.	6	5.5
Over 102 to 127, incl.	6	6
Over 127	8	8

UW-36 FILLET WELDS	UW-37 MISCELLANEOUS WELDING REQUIREMENTS
UW-38 REPAIR OF WELD	UW-39 PEENING



✓ برداشتن پاس ریشه با فرایند Gauging و انجام Back weld

✓ شناسایی و ردیابی جوشکاران

✓ کنترل شیت برای سرجوش با قابلیت ردیابی فرم ها ..

✓ شماره جوشکاران در فواصل مشخصی روی قطعه حک شود.

✓ برای فلزات غیر آهنی با رنگ انجام شود. (شماره جوشکاران)

✓ برای ضخامت های کمتر از ۵ میلیمتر در ورق ها و کمتر از ۳/۹۱ میلیمتر در

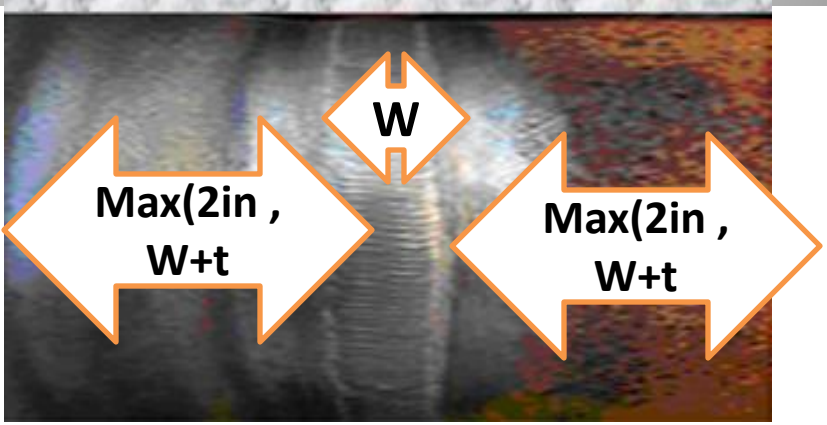
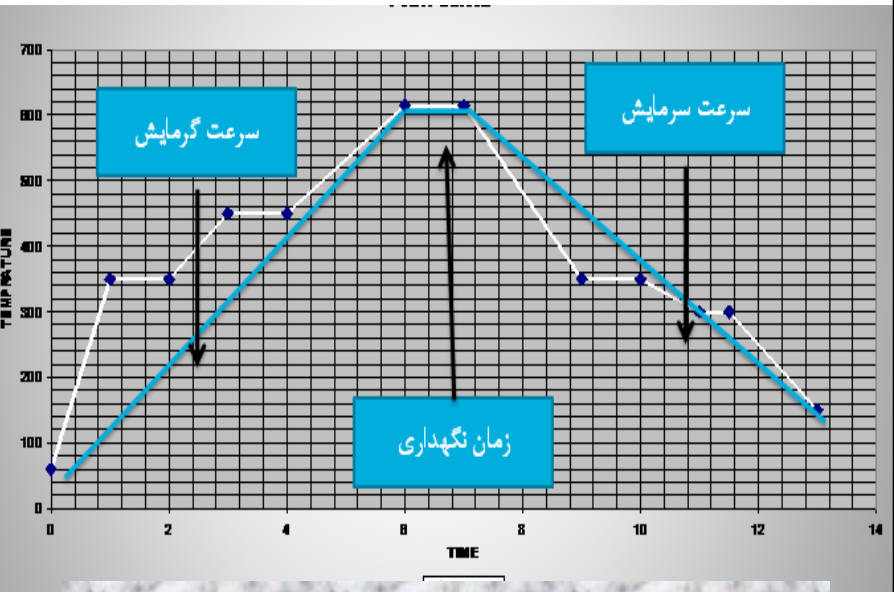
لوله حک انجام نشود.

✓ عیوب جوشهای معیوب با فرایند مناسب برداشته و تعمیر شوند

✓ فرایند preening در جوشکاری چدن ها انجام شود.

FABRICATION

UW-40 PROCEDURES FOR POSTWELD HEAT TREATMENT



✓ در خصوص تنش زدایی در UCS56 برای اغلب فلزات توضیح داده می شود.

✓ حداقل پهنای المنت از کنار جوش برابر با ضخامت بعلاوه پهنای جوش یا ۲ اینچ است. (بیشترین مقدار)

✓ (WRC) Bulletin 452, June 2000

✓ برای قطعاتی که در کوره تنش زدایی می شوند. Holding time میانی تعریف شود

✓ فشار داخلی ظرف در اثر انبساط هوای داخل از ۵۰ درصد حداکثر فشار کاری بالاتر نرود

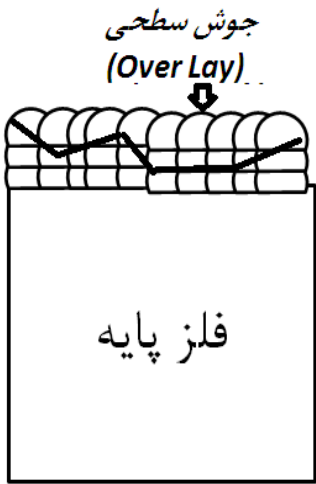
FABRICATION

UW-41 SECTIONING OF WELDED JOINTS	UW-42 SURFACE WELD METAL BUILDUP
-----------------------------------	----------------------------------

✓ گاهی ممکن است با نظر توافق کارفرما و سازنده ، بخش های از جوش های یک ظرف پرتونگاری شود. ولی این نوع آزمون تاثیری روی ضریب کیفیت جوش نخواهد داشت.

❖ در خصوص جوش های سطحی که متداول ترین آنها HFW و CRW هستند. مراحل تهیه دستورالعمل و اجرا و آزمون های مورد نیاز می بایست انجام شود.

Corrosion-Resistant Overlay				Hard Facing Overlay(Wear Resistant)		
ضخامت نمونه جوشکاری (میلیمتر)	دامنه ضخامت تحت پوشش PQR برای جوش		نوع و تعداد تست های مورد نیاز	دامنه ضخامت تحت پوشش PQR برای جوش		نوع و تعداد تست های مورد نیاز
	کمترین	بیشتر ین	PT, Bend Test and PMI	کمترین	بیشترین	PT, Bend Test and PMI,Hardn ess Test
	T<25mm	T نامحدود		T	25mm	
T>25mm	25mm	نامحدود		25mm	نامحدود	



UW-46 GENERAL	کلیات
UW-47 CHECK OF WELDING PROCEDURE	بررسی دستورالعمل ها و اسپک ها متداول ترین آنها WPS, PQR هستند
UW-48 CHECK OF WELDER AND WELDING OPERATOR QUALIFICATIONS	بررسی تاییدیه جوشکاران
UW-49 CHECK OF POSTWELD HEAT TREATMENT PRACTICE	بررسی نیاز یا عدم نیاز به تنش زدایی
UW-50 NONDESTRUCTIVE EXAMINATION OF WELDS ON PNEUMATICALLY TESTED VESSELS	بررسی وضعیت انجام آزمون های غیر مخرب

UW-51 RADIOGRAPHIC EXAMINATION OF WELDED JOINTS	انجام پرتونگاری روی سرجوش ها
UW-52 SPOT EXAMINATION OF WELDED JOINTS	

دستورالعمل انجام پرتونگاری در ASME V –Article 2 قید شده است.

در ضمیمه های این استاندارد نیز در خصوص معیار های پذیرش بحث شده است

ضخامت های بزرگتر از ۶ میلیمتر را می توان با نظر کارفرما و بر اساس ASME VIII-Div1-Appendix 12 آزمون UT به جای RT انجام داد.

عیوب خطی مانند ترک ، LOF و LOP مورد تایید نیستند.

سایر عیوب با شرایط ذیل تایید هستند.

برای ضخامت های کوچکتر از ۱۹ میلیمتر حداکثر پذیرش ۶ میلیمتر است

برای ضخامت های ۱۹ تا ۵۷ میلیمتر معیار پذیرش عیب به اندازه ثلث ضخامت است

و برای ضخامت های بزرگتر از ۵۷ میلیمتر عیوبی با طول ۱۹ میلیمتر قابل قبول هستند.

در Appendix 4 معیار های پذیرش را کامل توضیح داده است

UW-51 RADIOGRAPHIC EXAMINATION OF WELDED JOINTS	انجام پرتونگاری روی سرجوش ها
---	------------------------------

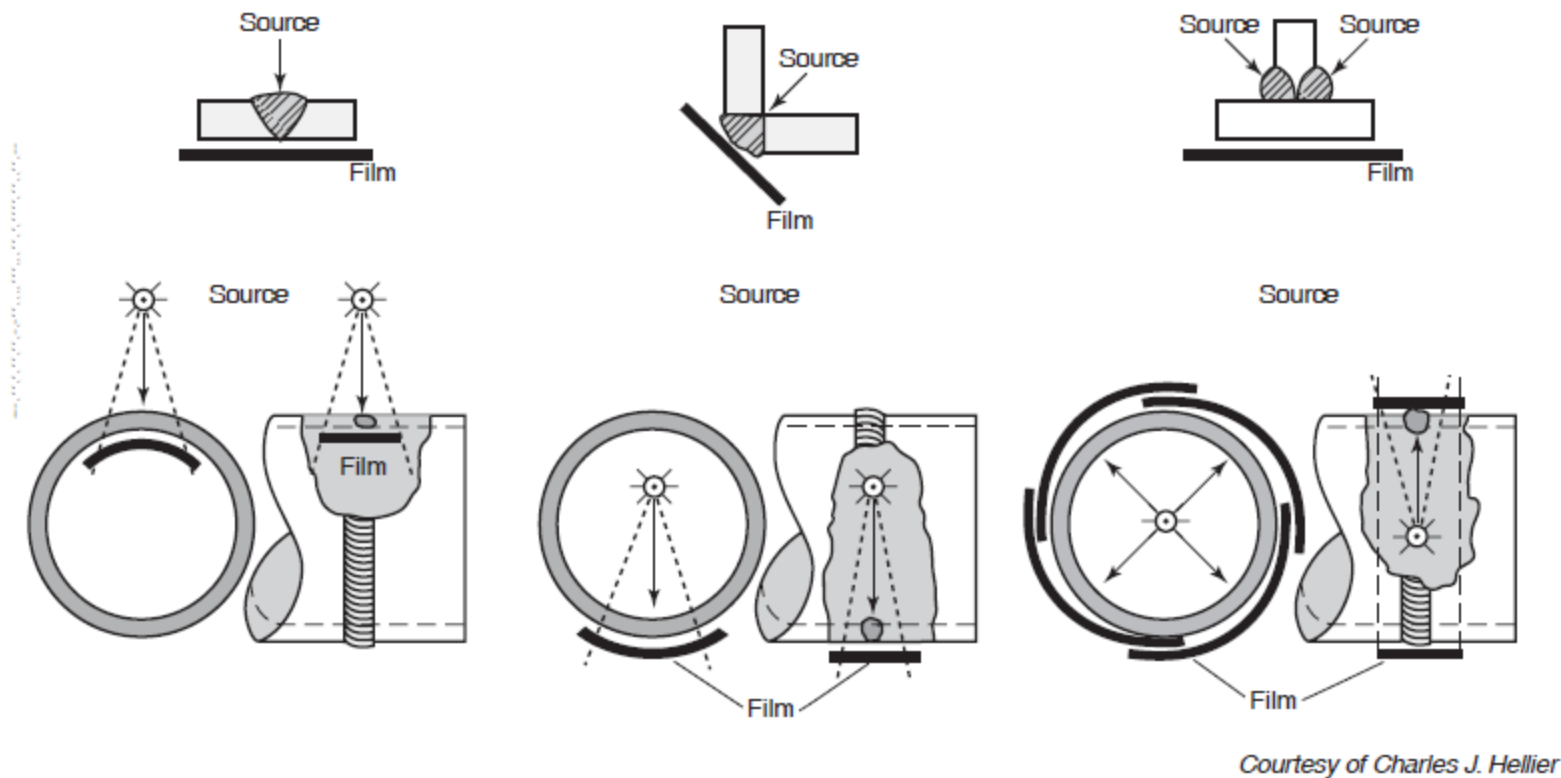
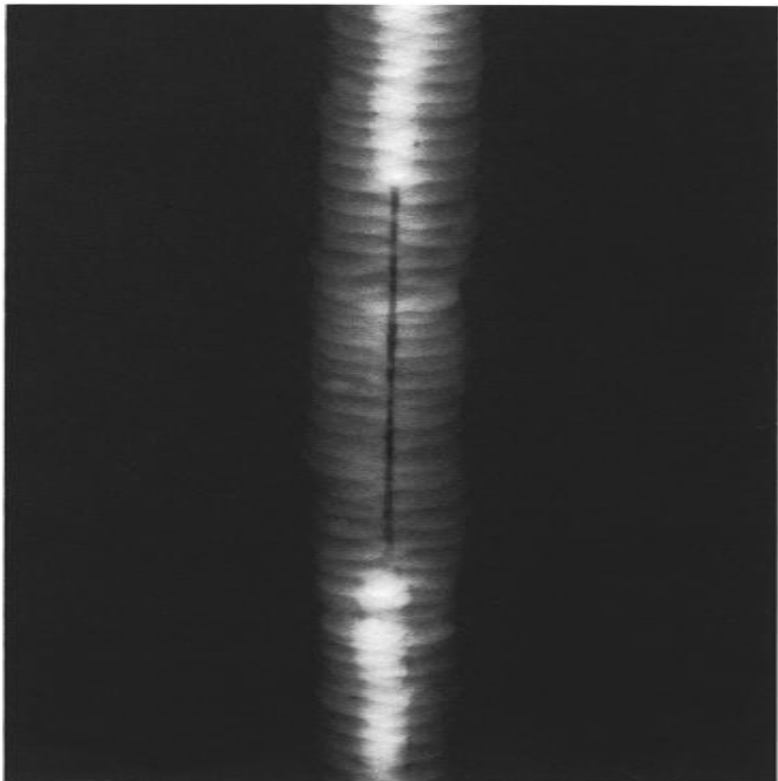
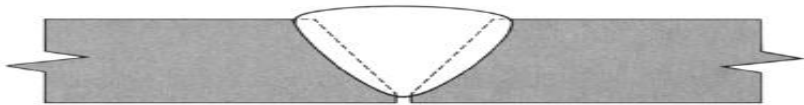


Figure 31—Single-wall Techniques

UW-51 RADIOGRAPHIC EXAMINATION OF
WELDED JOINTS

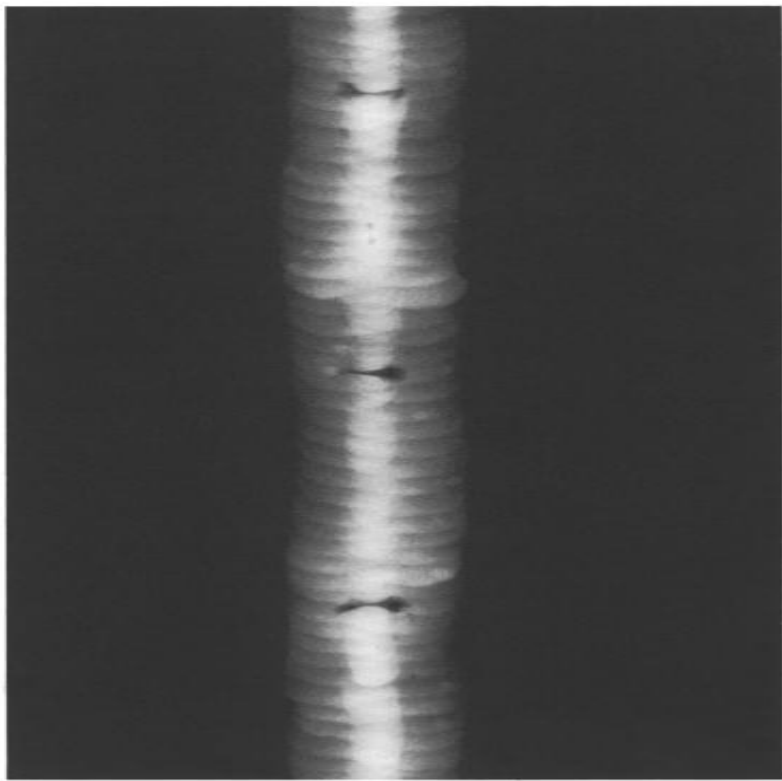
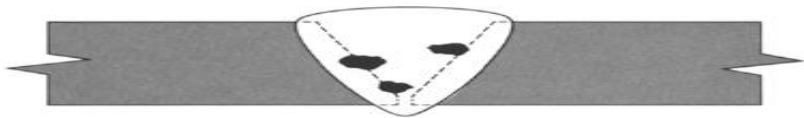
انجام پرتونگاری روی سرجوش ها



- Notes:
1. The edges of the pieces have not been welded together, usually at the bottom of single V-groove welds.
 2. Radiographic Image: A darker density band, with straight parallel edges, in the center of the width of the weld image.
 3. Welding Process: SMAW.

Courtesy of Agfa NDT Inc.

Figure 33—Incomplete or Lack of Penetration (L.O.P.) تهیه و ارایه : یوسف اکبری



- Notes:
1. Usually caused by non-metallic impurities that solidify on the weld surface and are not removed between weld passes.
 2. Radiographic Image: An irregularly shaped darker density spot, usually slightly elongated and randomly spaced.
 3. Welding Process: SMAW.

Courtesy of Agfa NDT Inc.

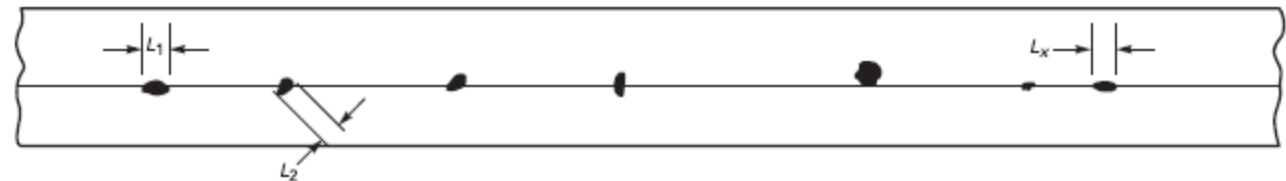
Figure 34—Interpass Slag Inclusions

UW-51 RADIOGRAPHIC EXAMINATION OF WELDED JOINTS	انجام پرتونگاری روی سرجوش ها
MANDATORY APPENDIX 4: ROUNDED INDICATIONS CHARTS ACCEPTANCE STANDARD FOR RADIOGRAPHICALLY DETERMINED ROUNDED INDICATIONS IN WELDS	

SI Units			
Thickness, t, mm	Maximum Size of Acceptable Rounded Indication, mm		Maximum Size of Nonrelevant Indication, mm
	Random	Isolated	
Less than 3	$\frac{1}{4} t$	$\frac{1}{3} t$	$\frac{1}{10} t$
3	0.79	1.07	0.38
5	1.19	1.60	0.38
6	1.60	2.11	0.38
8	1.98	2.64	0.79
10	2.31	3.18	0.79
11	2.77	3.71	0.79
13	3.18	4.27	0.79
14	3.61	4.78	0.79
16	3.96	5.33	0.79
17	3.96	5.84	0.79
19.0 to 50, incl.	3.96	6.35	0.79
Over 50	3.96	9.53	1.60
GENERAL NOTE: This Table contains examples only.			

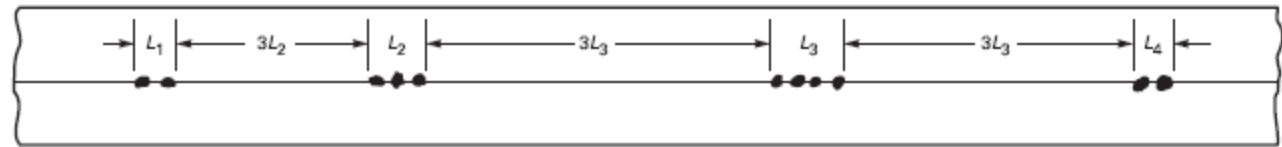
UW-51 RADIOGRAPHIC EXAMINATION OF WELDED JOINTS	انجام پرتونگاری روی سرجوش ها
MANDATORY APPENDIX 4: ROUNDED INDICATIONS CHARTS ACCEPTANCE STANDARD FOR RADIOGRAPHICALLY DETERMINED ROUNDED INDICATIONS IN WELDS	

Figure 4-1
Aligned Rounded Indications



NOTE: Sum of L_1 to L_x shall be less than t in a length of $12t$.

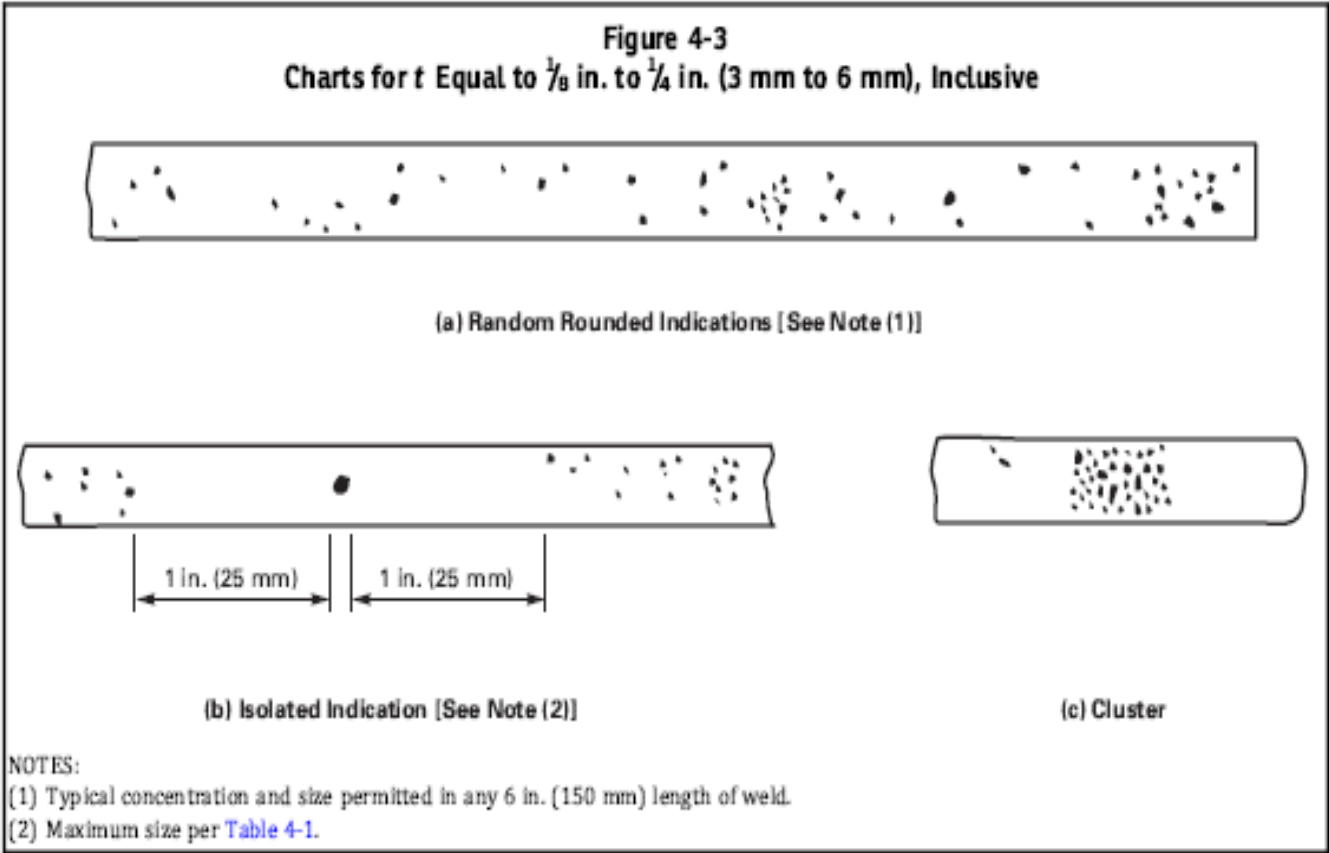
Figure 4-2
Groups of Aligned Rounded Indications



Maximum Group Length
 $L = \frac{1}{4}$ in. (6 mm) for t less than $\frac{3}{4}$ in. (19 mm)
 $L = \frac{1}{3}t$ for $t \frac{3}{4}$ in. (19 mm) to $2\frac{1}{4}$ in. (57 mm)
 $L = \frac{3}{4}$ in. (19 mm) for t greater than $2\frac{1}{4}$ in. (57 mm)

Minimum Group Spacing
 $3L$ where L is the length of the longest adjacent group being evaluated

UW-51 RADIOGRAPHIC EXAMINATION OF WELDED JOINTS	انجام پرتونگاری روی سرجوش ها
MANDATORY APPENDIX 4: ROUNDED INDICATIONS CHARTS ACCEPTANCE STANDARD FOR RADIOGRAPHICALLY DETERMINED ROUNDED INDICATIONS IN WELDS	



INSPECTION AND TESTS

UW-52 SPOT EXAMINATION OF WELDED JOINTS	✓انجام پرتونگاری Spot به این مفهوم نیست که کل طول جوش فاقد عیب است. ✓به ازای هر ۱۵ متر طول جوش ، یک نقطه پرتونگاری شود. ✓موضوع پناالتی در جوش SPOT
UW-53 ULTRASONIC XAMINATION OF WELDED JOINTS	ASME VIII-Div1-Appendi12✓
UW-54 QUALIFICATION OF ONDESTRUCTIVE EXAMINATION PERSONNEL	shall be qualified and certified in accordance with the requirements of Section V, Article 1 , T -120(e) , T-120(f) , T -120(g) , T-120(h) , or T-120(i) , as applicable.

MARKING AND REPORTS

UW-60 GENERAL

The provisions for marking and reports, UG-115 through UG-120, shall apply without supplement to welded pressure vessels.

PRESSURE RELIEF DEVICES

UW-65 GENERAL

(

DELETED

PART UF

REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS FABRICATED BY

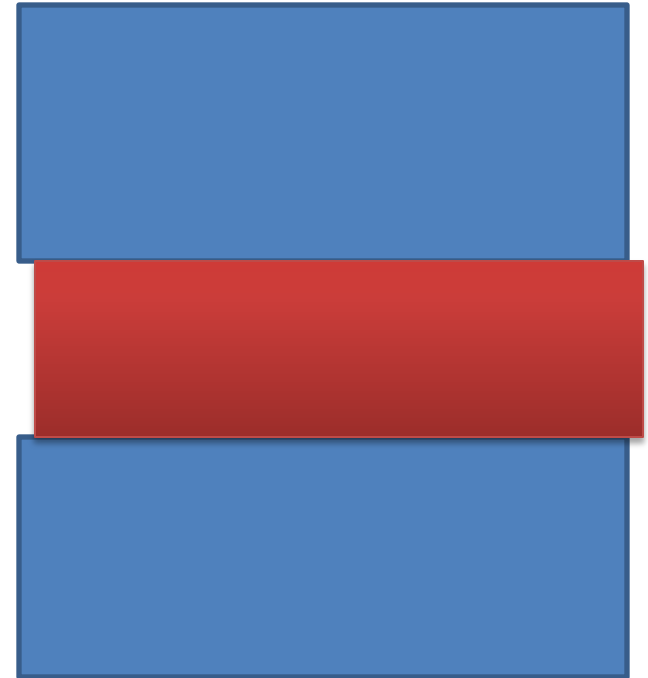
FORGING

UF5-UF7:Material

✓ این فصل در خصوص ظروف تحت فشاری است که به روش فرجینگ ساخته می شوند.

✓ در زمانیکه درصد کربن بزرگتر از 0.35 درصد است انجام جوشکاری روی آنها مجاز نمی باشد.

✓ این ظروف با ظروفی که بدنه آنها لوله های بدون درز است متفاوت می باشند. نوع متریال با اسپیک خاص خودش در **ASME II-Part A** تعریف شده است.



UF12-UF13. UF 25:Designn

✓ ضخامت اسمی برای SA372 Gr J از ۲ اینچ بیشتر نباشد.

✓ خوردگی مجاز مانند سایر ظروف رعایت شود.

✓ حد کفر تلورانس خارج از حالت دایره ای بودن یک درصد است

✓ اگر امکان رسیدن به تلورانس ۱ درصد میسر نباشد تا تلورانس ۳ درصد هم مجاز است به شرطی که حداکثر فشار کاری را به اندازه مقداری که در فرمول ذیل قید شده است کاهش دهیم . علاوه بر فواصل نازل ها و ناپیوستگی های اصلی در بدنه های دارای تغییر شکل نیز تنش خمشی تاثیر گذار است و ممکن از بر فرمول بارلو غالب شود.

$$\text{Reduced pressure } P' = P \left(\frac{1.25}{\frac{S_b}{S} + 1} \right)$$

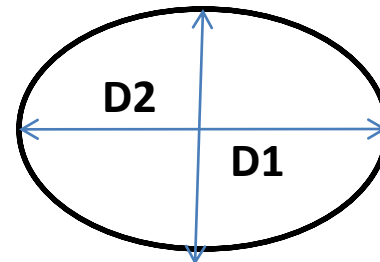
$$S_b = \frac{1.5 P R_1 t (D_1 - D_2)}{t^3 + 3 \frac{P}{E} R_1 R_a^2}$$

E = modulus of elasticity of material

$$R_1 = \frac{1}{4} (D_1 + D_2)$$

$$R_a = \frac{1}{4} (D_1 + D_2) + t/2$$

S_b = bending stress



PART UB

REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS FABRICATED BY BRAZING

(b) *Definition.* The term brazing as used in [Part UB](#) is defined as a group of welding processes that produce coalescence of materials by heating them to the brazing temperature in the presence of a filler metal having liquidus above 840°F (450°C) and below the solidus of the base metal. The filler metal is distributed between the closely fitted surfaces of the joint by capillary attraction.

(c) Specific brazing processes which are permitted for use under this Division are classified by method of heating as follows:

- (1) torch brazing
- (2) furnace brazing
- (3) induction brazing
- (4) electrical resistance brazing
- (5) dip brazing — salt and flux bath



(e) Butt Lap Joint

Table UB-2
Maximum Design Temperatures for Brazing Filler Metal

Filler Metal Classification	Column 1 Temperature, °F (°C), Below Which Section IX Tests Only Are Required	Column 2 Temperature Range, °F (°C), Requiring Section IX and Additional Tests
BCuP	300 (150)	300-350 (150-180)
BAg	400 (200)	400-500 (200-260)
BCuZn	400 (200)	400-500 (200-260)
BCu	400 (200)	400-650 (200-340)
BAISi	300 (150)	300-350 (150-180)
BNi	1,200 (650)	1,200-1,500 (650-815)
BAu	800 (430)	800-900 (430-480)
BMg	250 (120)	250-275 (120-135)

پایان

Part **UW**, Part UF, Part UB

طراحی بر اساس

ASME VIII

Spherical	مثال ۱
	Part UCS
Tower In Distillation Unit	مثال ۲
ASME VIII-Div1 سایر فصل ها از	
ASME VIII-Div2 مروی برفصل ۳ از	
مثال ها	

1-Sizing	مراجع فرایندی	
2-Material Selection	1-High Temperature	II-D-A
	2-Low Temperature	UCS-66
	3-Corrosion Rate	API 571, Similar Service, ..
	4-Environmental Cracking	NACE MR 0175
	5-Other Damage Mechanism	API 571
3-THK Calculation -Shell --Head --Nozzle Neck	Longitudinal	UG27
	Circumferential	
	Extreme Fiber Elongation	UCS 79 UG-45
4-Flange Selection		ASME B16.5
5-Reinforce Cal.		UG-42
6-Bolt Selection	تهیه و ارایه : یوسف اکبری	ASME B16.5

مثال ۱:

روزانه حجمی معادل ۶۰۰۰ متر مکعب گاز قرار است ذخیره سازی شود. ذخیره سازی این حجم گاز در مخازن ذخیره بسیار مشکل می باشد. این مخزن یک نازل ورودی ۱۰ اینچ و یک نازل خروجی ۸ اینچ و دارای ساپورت های نوع **Brace Leg** می باشد. مراحل مختلف طراحی ، ساخت و نصب را برای مخزن مذکور انجام دهید. امکان افزایش فشار این گاز تا ۷۰ بار امکان پذیر می باشد. دمای کاری یک درجه زیر صفر تا ۳۵ درجه سانتیگراد می باشد.



1-Sizing

مثال ۱:

در فرایند‌های مختلف فرایندی، روش‌های مختلفی برای Sizing ظروف تحت فشار وجود دارد. مخازن کروی یکی از ساده‌ترین روش‌های Sizing را دارند.

$$(P_1)(V_1) = (P)(V)$$

$$15 \times 6000 = (70 \times 14.5) \times V$$

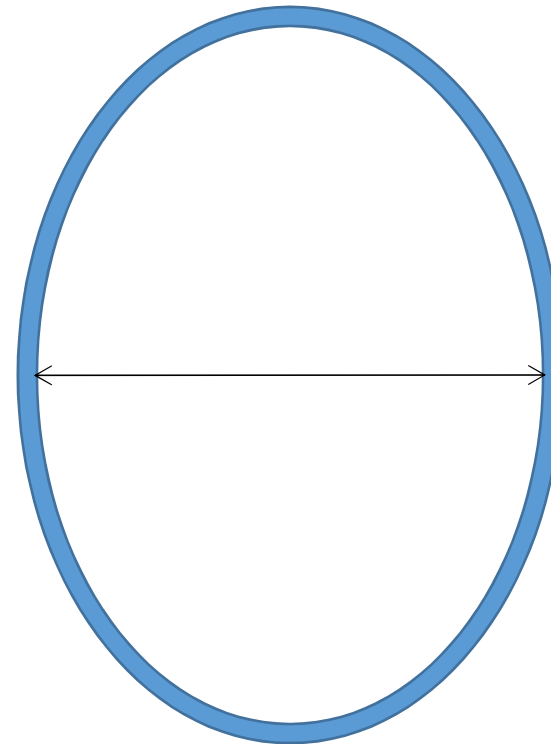
$$V = 88.67 \text{ m}^3$$

$$88.67 = \frac{4}{3}(3.14) R^3$$

$$R = 2.77 \text{ m}$$

$$D = 5.54 \text{ m} = 218.11 \text{ in}$$

$$P = 1015 \text{ Psi}$$



2- Material Selection

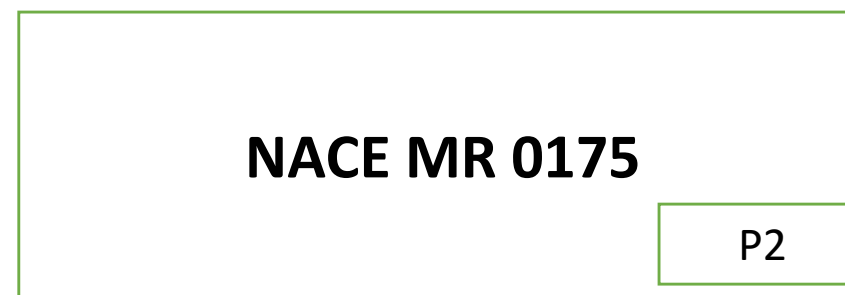
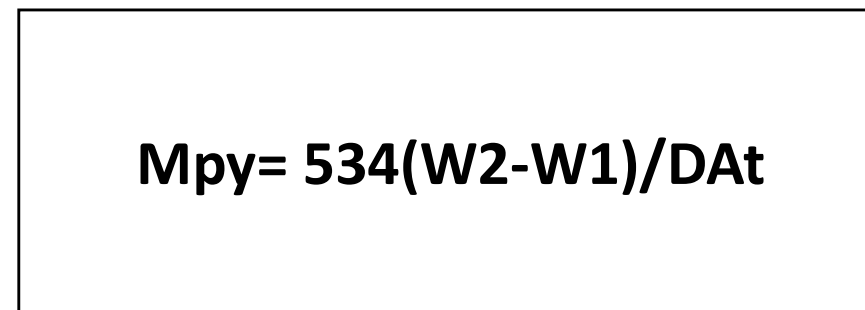
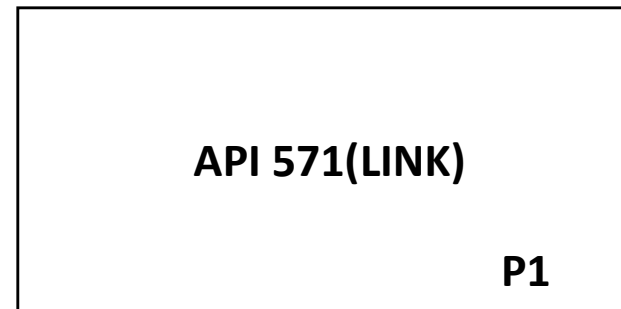


TABLE OF CONTENTS

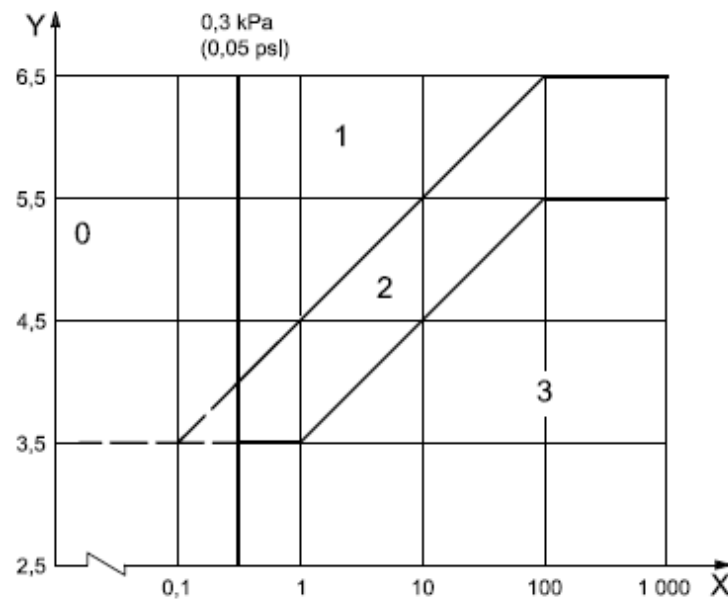
SECTION 1	1-1
1.1 Introduction	1-3
1.2 Scope	1-3
1.3 Organization and Use	1-4
1.4 References	1-4
1.5 Definitions of Terms	1-4
1.6 Technical Inquires	1-4
SECTION 2	2-1
2.1 Standards	2-3
2.2 Other References	2-6
SECTION 3	3-1
3.1 Terms	3-3
3.2 Symbols and Abbreviations	3-4
SECTION 4	4-1
4.1 General	4-3
4.2 Mechanical and Metallurgical Failure Mechanisms	4-3
4.2.1 Graphitization	4-3
4.2.2 Softening (Spheroidization)	4-7
4.2.3 Temper Embrittlement	4-10
4.2.4 Strain Aging	4-14
4.2.5 885°F (475°C) Embrittlement	4-16
4.2.6 Sigma Phase Embrittlement	4-19
4.2.7 Brittle Fracture	4-27
4.2.8 Creep and Stress Rupture	4-32
4.2.9 Thermal Fatigue	4-39
4.2.10 Short Term Overheating – Stress Rupture	4-46
4.2.11 Steam Blanketing	4-51
4.2.12 Dissimilar Metal Weld (DMW) Cracking	4-54
4.2.13 Thermal Shock	4-63
4.2.14 Erosion/Erosion – Corrosion	4-65
4.2.15 Cavitation	4-70
4.2.16 Mechanical Fatigue	4-74
4.2.17 Vibration-Induced Fatigue	4-81
4.2.18 Refractory Degradation	4-84
4.2.19 Reheat Cracking	4-87
4.2.20 Gaseous Oxygen-Enhanced Ignition and Combustion	4-93
4.3 Uniform or Localized Loss of Thickness	4-101
4.3.1 Galvanic Corrosion	4-101
4.3.2 Atmospheric Corrosion	4-105
4.3.3 Corrosion Under Insulation (CUI)	4-108
4.3.4 Cooling Water Corrosion	4-117
4.3.5 Boiler Water Condensate Corrosion	4-120
4.3.6 CO ₂ Corrosion	4-124
4.3.7 Flue-Gas Dew-Point Corrosion	4-128
4.3.8 Microbiologically Induced Corrosion (MIC)	4-130
4.3.9 Soil Corrosion	4-136
4.3.10 Caustic Corrosion	4-140
4.3.11 Dealloying	4-143
4.3.12 Graphitic Corrosion	4-147
4.4 High Temperature Corrosion [>400°F (204°C)]	4-153
4.4.1 Oxidation	4-153
4.4.2 Sulfidation	4-159
4.4.3 Carburization	4-166

4.4.4	Decarburization	4-169
4.4.5	Metal Dusting	4-172
4.4.6	Fuel Ash Corrosion	4-175
4.4.7	Nitriding	4-180
4.5	Environment – Assisted Cracking.....	4-184
4.5.1	Chloride Stress Corrosion Cracking (CISCC).....	4-184
4.5.2	Corrosion Fatigue	4-193
4.5.3	Caustic Stress Corrosion Cracking (Caustic Embrittlement).....	4-199
4.5.4	Ammonia Stress Corrosion Cracking	4-206
4.5.5	Liquid Metal Embrittlement (LME)	4-210
4.5.6	Hydrogen Embrittlement (HE)	4-215
4.5.7	Ethanol Stress Corrosion Cracking (SCC)	4-220
4.5.8	Sulfate Stress Corrosion Cracking.....	4-227
SECTION 5		5-1
5.1	General.....	5-3
5.1.1	Uniform or Localized Loss in Thickness Phenomena.....	5-3
5.1.1.1	Amine Corrosion	5-3
5.1.1.2	Ammonium Bisulfide Corrosion (Alkaline Sour Water)	5-9
5.1.1.3	Ammonium Chloride Corrosion	5-13
5.1.1.4	Hydrochloric Acid (HCl) Corrosion	5-16
5.1.1.5	High Temp H ₂ /H ₂ S Corrosion	5-19
5.1.1.6	Hydrofluoric (HF) Acid Corrosion	5-23
5.1.1.7	Naphthenic Acid Corrosion (NAC)	5-31
5.1.1.8	Phenol (Carbolic Acid) Corrosion	5-35
5.1.1.9	Phosphoric Acid Corrosion	5-37
5.1.1.10	Sour Water Corrosion (Acidic)	5-39
5.1.1.11	Sulfuric Acid Corrosion	5-41
5.1.1.12	Aqueous Organic Acid Corrosion.....	5-45
5.1.2	Environment-Assisted Cracking.....	5-49
5.1.2.1	Polythionic Acid Stress Corrosion Cracking (PASCC).....	5-49
5.1.2.2	Amine Stress Corrosion Cracking	5-55
5.1.2.3	Wet H ₂ S Damage (Blistering/HIC/SOHIC/SSC)	5-60
5.1.2.4	Hydrogen Stress Cracking - HF.....	5-70
5.1.2.5	Carbonate Stress Corrosion Cracking (ACSCC)	5-72
5.1.3	Other Mechanisms	5-83
5.1.3.1	High Temperature Hydrogen Attack (HTHA)	5-83
5.1.3.2	Titanium Hydriding	5-90
5.2	Process Unit PFD's	5-94
ANNEX A		A-1
A.1	Introduction	A-3
A.2	Inquiry Format	A-3

SECTION 1

INTRODUCTION AND SCOPE

1.1	Introduction	1-3
1.2	Scope	1-3
1.3	Organization and Use	1-4
1.4	References	1-4
1.5	Definitions of Terms	1-4
1.6	Technical Inquires.....	1-4



Key

X H_2S partial pressure, expressed in kilopascals

Y *in situ* pH

0 region 0

1 SSC region 1

2 SSC region 2

3 SSC region 3

NOTE 1 The discontinuities in the figure below 0.3 kPa (0.05 psi) and above 1 MPa (150 psi) partial pressure H_2S reflect uncertainty with respect to the measurement of H_2S partial pressure (low H_2S) and the steel's performance outside these limits (for both low and high H_2S).

NOTE 2 Guidance on the calculation of H_2S partial pressure is given in Annex C.

NOTE 3 Guidance on the calculation of pH is given in Annex D.

**Figure 1 — Regions of environmental severity
with respect to the SSC of carbon and low-alloy steels**

7.2.1.3 Region 0 — For $p_{H_2S} < 0.3$ kPa (0.05 psi)

Normally, no precautions are required for the selection of steels for use under these conditions. Nevertheless, a number of factors, as follows, that can affect a steel's performance in this region should be considered.

- Steels that are highly susceptible to SSC and HSC can crack.
- A steel's physical and metallurgical properties affect its inherent resistance to SSC and HSC; see Clause 6.
- Very high-strength steels can suffer HSC in aqueous environments without H_2S . Above about 965 MPa (140 ksi) yield strength, attention should be given to steel composition and processing to ensure that these steels do not exhibit SSC or HSC in region 0 environments.

— Stress concentrations increase the risk of cracking.

7.2.1.4 SSC regions 1, 2 and 3

Referring to the regions of severity of the exposure as defined in Figure 1, steels for region 1 may be selected using Clause A.2, A.3 or A.4; steels for region 2 may be selected using Clause A.2 or A.3; and steels for region 3 may be selected using Clause A.2.

In the absence of suitable choices from Annex A, carbon and low-alloy steels may be tested and qualified for use under specific sour-service conditions or for use throughout a given SSC region. Testing and qualification shall be in accordance with ANSI/NACE MR0175/ISO 15156-1 and Annex B.

Documented field experience may also be used as the basis for material selection for a specific sour-service application; see ANSI/NACE MR0175/ISO 15156-1.

7.2.2 SOHIC and SZC

The user should consider SOHIC and SZC, as defined in ANSI/NACE MR0175/ISO 15156-1, when evaluating carbon steels in plate form and their welded products for sour service in H₂S-containing environments.

Clause B.4 provides guidance on test methods and acceptance criteria to evaluate resistance to SOHIC and SZC.

NOTE The occurrence of these phenomena is rare and they are not well understood. They have caused sudden failures in parent steels (SOHIC) and in the HAZ of welds (SOHIC and SZC). Their occurrence is thought to be restricted to carbon steels. The presence of sulfur or oxygen in the service environment is thought to increase the probability of damage by these mechanisms.

7.3 Hardness requirements

7.3.1 General

The hardness of parent materials and of welds and their heat-affected zones play important roles in determining the SSC resistance of carbon and low alloy steels. Hardness control can be an acceptable means of obtaining SSC resistance.

7.3.2 Parent metals

If hardness measurements on parent metal are specified, sufficient hardness tests shall be made to establish the actual hardness of the steel being examined. Individual HRC readings exceeding the value permitted by this part of ANSI/NACE MR0175/ISO 15156 may be considered acceptable if the average of several readings taken within close proximity does not exceed the value permitted by this part of ANSI/NACE MR0175/ISO 15156 and no individual reading is greater than 2 HRC above the specified value. Equivalent requirements shall apply to other methods of hardness measurement when specified in this part of ANSI/NACE MR0175/ISO 15156 or referenced in a manufacturing specification.

NOTE The number and location of hardness tests on parent metal are not specified in ISO 15156.

For ferritic steels, EFC Publication 16 shows graphs for the conversion of hardness readings, from Vickers (HV) to Rockwell (HRC) and from Vickers (HV) to Brinell (HBW), derived from the tables of ASTM E140 and ISO 18265. Other conversion tables also exist. Users may establish correlations for individual materials.

7.3.3 Welds

7.3.3.1 General

The metallurgical changes that occur on welding carbon and low-alloy steels affect their susceptibility to SSC SOHIC and SZC.

Table B.1 — SSC laboratory testing for sour service

Qualification validity ^f	Test type ^{a b l}	Applied stress ^{c d}	Environment	H ₂ S partial pressure	Acceptance criteria	Remarks
Specific application, or SSC region 1 or region 2 of Figure 1	UT	≥ 90 % AYS	5 % mass fraction NaCl + 0.4 % mass fraction CH ₃ COONa, pH adjusted to required value using HCl or NaOH ^e	Appropriate to intended application or SSC region	No SSC cracks in accordance with NACE TM0177 assessment method	Specific application or less severe environments.
	FPB ^j or CR					Region qualification subject to adequate "coverage" ^g
	DCB ^h	Not applicable			Assessment shall be in accordance with NACE TM0177. Acceptance criteria shall be by documented agreement ^k .	Use as qualification at equipment user's discretion and with documented justification
All SSC regions of Figure 1	UT	≥ 80 % AYS	NACE TM0177-2005 Environment A (5 % mass fraction NaCl + 0.5 % mass fraction CH ₃ COOH)	100 kPa (15 psi) in accordance with NACE TM0177	No SSC cracks in accordance with NACE TM0177 assessment method	—
	FPB ^j or CR					
	DCB ^h	Not applicable			Assessment shall be in accordance with NACE TM0177. Acceptance criteria shall be by documented agreement ^k .	Use as qualification at equipment user's discretion and with documented justification

^a The test types are as follows:

- UT test in accordance with NACE TM0177-2005, Method A;
- FPB test in accordance with EFC Publication 16, Appendix 2;
- CR test in accordance with NACE TM0177-2005, Method C;
- DCB test in accordance with NACE TM0177-2005, Method D;
- Other test specimens, including full-size components, may be used when appropriate. Their use shall be by agreement between the purchaser and the supplier.

^b FPB, CR or UT tests are preferred for the qualification of welding and joining procedures; see 7.3 and 7.4. For welded samples, specimens shall normally be taken transverse to welds; testing shall be based on the actual yield strength of the lowest yield strength parent metal; side 4-point bend testing may be used, subject to the agreement of the equipment user. For details of side bend tests, see NACE CORROSION 2000 Paper 128.

^c For applications where a low service stress level, as a proportion of yield strength, is guaranteed, the test stress may be reduced to the maximum service stress. In such cases, the tests and acceptance criteria shall be agreed with the equipment user. Such agreements shall be documented.

^d AYS indicates the actual yield strength of material in finished form at the test temperature. The AYS shall be as defined in the product specification or the 0.2 % proof stress ($R_{p0.2}$) determined as the "non-proportional elongation" in accordance with ISO 6892-1.

^e For SSC tests with pH control, the pH value during tests should be less than or equal to the required value. Control to within a range of 0.1 pH units is achievable in practice.

^f See ANSI/NACE MR0175/ISO 15156-1:2009, Clause 5, for more information regarding designs utilizing plastic design criteria.

^g Testing under the conditions listed in Table B.2 provides qualification for use throughout a region.

^h For special cases, including components of heavy section or of complex shape, DCB tests may be used to support designs based on fracture mechanics.

ⁱ Test types are not necessarily equivalent and results might not be directly comparable.

^j When SOHIC and/or SZC evaluation of a test specimen are carried out, see 7.2.2, the requirements of this table and of Clause B.4 shall be met.

^k See ISO 11980 for information on tubing and casing grades C90 and T95.

Table B.3 — HIC/SWC test procedure and acceptance criteria

Product type	Applied stress	Environment	H ₂ S partial pressure	Acceptance criteria ^e	Qualification validity
Flat-rolled steels or their products ^{a,b}	No applied stress	NACE TM0177-2005 Environment A (5 % mass fraction NaCl + 0.5 % mass fraction CH ₃ COOH) ^c	100 kPa (15 psi) ^c	CLR ≤ 15 % CTR ≤ 5 % CSR ≤ 2 %	Any sour service
		5 % mass fraction NaCl + 0.4 % mass fraction CH ₃ COONa, pH adjusted to required value using HCl or NaOH ^d	Appropriate to intended application ^d	No cracking ^g	Specific, or less severe duty ^f

^a Qualification of seamless tubular products may also be appropriate, see Clause 8.

^b The samples being taken to represent the general performance of an order should be agreed between the producer and the equipment user. The sampling of materials for testing shall comply with ANSI/NACE MR0175/ISO 15156-1.

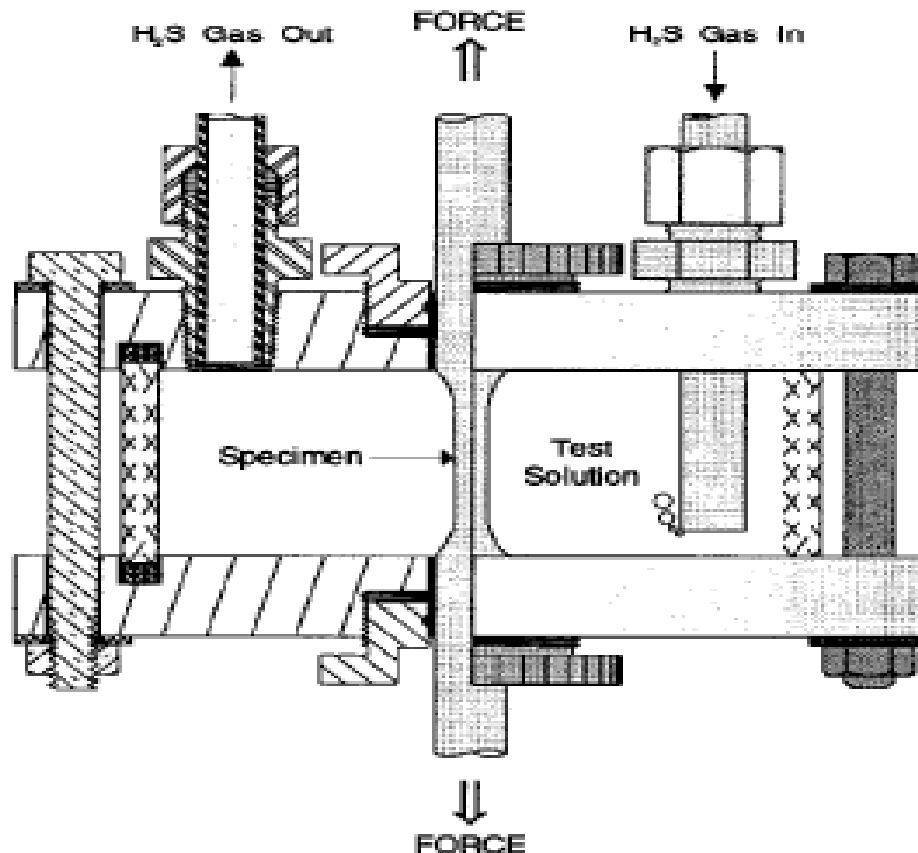
^c The user is responsible for deciding whether this test environment is adequate to represent the severity of the intended application.

^d Application-specific tests of steel for new or existing installations may be carried out. In such cases, tests of a duration longer than the standard 96 h (see NACE TM0284) may be applied at the equipment user's discretion. Such tests may be required to improve confidence in the results obtained.

^e At the request of the equipment user, ultrasonic evaluation of coupons may be used to find and evaluate areas of cracking prior to the selection of locations for metallurgical sectioning. See also EFC Publication 16, Section B7. Other acceptance criteria may be agreed between the supplier and the equipment user. Such agreements shall be documented.

^f See ANSI/NACE MR0175/ISO 15156-1:2009, Clause 5, for further information regarding designs utilizing plastic design criteria.

^g Other acceptance criteria may be used subject to the documented approval of the equipment user.



2- Material Selection

مثال ۱

2-1)Temperature-High	ASME II-D-Sub Part1-1A	AS(psi)
SA-283 Gr A	NP	
SA-283Gr C	۶۵۰	۱۵۷۰۰
SA-516 Gr 60	۱۰۰۰	۱۷۱۰۰
SA-516 Gr 70	۱۰۰۰	۲۰
SA533 –A-CIIas3	NP	۲۸۶۰۰

4- Thickness Calculation For Shell

	ASME II-D-Sub Part1-1A	AS(S)(psi)	t	t1=t+CA	t2 = t1/(1-mill.tol)	t(f)
SA-283 Gr A	۶۵۰	۱۲۹۰۰	۴/۳۲	۴/۳۹	۴/۶۷	۴/۸
SA-283Gr C	۶۵۰	۱۵۷۰۰	۳/۵۵	۳/۶۱	۳/۸۴	۴
SA-516 Gr 60	۱۰۰۰	۱۷۱۰۰	۳/۲۶	۳/۳۲	۳/۵۳	۴
SA-516 Gr 70	۱۰۰۰	۲۰۰۰۰	۲/۷۸	۲/۸۴	۳/۰۳	۳/۱
SA533 –A-Cllas3	NP	۲۸۶۰۰	۱/۹۴	۲/۰۰	۲/۱۳	۲/۲

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$$

4- Thickness Calculation For Shell

Fiber Elongation(UCS 79)	Material	AS(S)(psi)	t(f)
330/28	SA-283 Gr A	12900	4/8
275/23	SA-283Gr C	15700	4
275/23	SA-516 Gr 60	17100	4
213/30	SA-516 Gr 70	20000	3/1
151/38	SA533 –A-Cllas3	28600	2/2

For double curvature (e.g., heads)

$$\varepsilon_f = \left(\frac{75t}{R_f} \right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

TABLE UG:79-1

UCS-79-LINK

P3

provisions. The minimum design metal temperature (MDMT) used below shall be either the MDMT stamped on the nameplate or the exemption temperature of the welded component before applying the temperature reduction permitted by [UCS-66\(b\)](#) or [UCS-68\(c\)](#).

(a) Welds made with filler metal shall be deposited using welding procedures qualified with impact testing in accordance with [UG-84](#) when any of the following apply:

(1) when either base metal is required to be impact tested by the rules of this Division; or

(2) when the thickness of any individual weld pass exceeds $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) and the MDMT is colder than 70°F (21°C); or

(3) when joining base metals exempt from impact testing by [UCS-66\(g\)](#) or [Figure UCS-66](#), Curve C or D and the MDMT is colder than -20°F (-29°C) but not colder than -55°F (-48°C). Qualification of the welding procedure with impact testing is not required when no individual weld pass in the production weld exceeds $\frac{1}{4}$ in. (6 mm) in thickness; and each heat and/or lot of filler metal or combination of heat and/or lot of filler metal and batch of flux has been classified by their manufacturer through impact testing per the applicable SFA specification at a temperature not warmer than the MDMT. Additional testing beyond the scope of the SFA specification may be performed by the filler metal and/or flux manufacturer to expand their classification for a broader range of temperatures; or

(4) when joining base metals exempt from impact testing by [UCS-66\(g\)](#) and the MDMT is colder than -55°F (-48°C).

(b) Except for welds made as part of the material specification, welds in [Part UCS](#) materials made without filler metal shall be completed using welding procedures qualified with impact testing any of the following conditions apply:

(1) when either base metal is required to be impact tested by the rules of this Division; or

(2) the thickness at the weld exceeds $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) regardless of the MDMT; or

(3) when the thickness at the weld exceeds $\frac{5}{16}$ in. (8 mm) and the MDMT is colder than 50°F (10°C); or

(4) when joining base metals exempt from impact testing by [UCS-66\(g\)](#) and the MDMT is colder than -55°F (-48°C).

(17) UCS-68 DESIGN⁷⁹

(a) Welded joints shall comply with [UW-2\(b\)](#) when the minimum design metal temperature is colder than -55°F (-48°C), unless the coincident ratio defined in [Figure UCS-66.1](#) is less than 0.35.

(b) Welded joints shall be postweld heat treated in accordance with the requirements of [UW-40](#) when required by other rules of this Division. When the minimum design metal temperature is colder than -55°F (-48°C), and the coincident ratio defined in [Figure UCS-66.1](#) is 0.35 or

greater, postweld heat treatment is required, except that this requirement does not apply to the following welded joints, in vessels or vessel parts fabricated of P-No. 1 materials that are impact tested at the MDMT or colder in accordance with [UG-84](#). The minimum average energy requirement for base metals and weldments shall be 25 ft-lb (34 J) instead of the values shown in [Figure UG-84.1](#):

(1) Type 1 Category A and B joints, not including cone-to-cylinder junctions, which have been 100% radiographed. Category A and B joints attaching sections of unequal thickness shall have a transition with a slope not exceeding 3:1.

(2) the following welds:

(-a) fillet welds having leg dimensions not exceeding $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) attaching lightly loaded attachments, provided the attachment material and the attachment weld meet requirements of [UCS-66](#) and [UCS-67](#). "Lightly loaded attachment," for this application, is defined as an attachment for which the stress in the attachment weld does not exceed 25% of the allowable stress.

(-b) seal welds defined in [UW-20.2\(c\)](#).

All such welds as described in (-a) and (-b) shall be examined by magnetic particle or liquid penetrant examination in accordance with [Mandatory Appendix 6](#) or [Mandatory Appendix 8](#).

(c) If postweld heat treating of a pressure-retaining weld is performed when it is not otherwise a requirement of this Division, a 30°F (17°C) reduction in impact testing exemption temperature may be given to the minimum permissible temperature from [Figure UCS-66](#) for P-No. 1 materials. The resulting exemption temperature may be colder than -55°F (-48°C) when the PWHT exemption in (b) is applicable.

(d) The allowable stress values to be used in design at the minimum design metal temperature shall not exceed those given in Section II, Part D, Subpart 1, Table 3 for bolting and Table 1A for other materials for temperatures of 100°F (38°C).

FABRICATION

UCS-75 GENERAL

The rules in the following paragraphs apply specifically to the fabrication of pressure vessels and vessel parts that are constructed of carbon and low alloy steel and shall be used in conjunction with the general requirements for *Fabrication* in [Subsection A](#), and with the specific requirements for *Fabrication* in [Subsection B](#) that pertain to the method of fabrication used.

UCS-79 FORMING PRESSURE PARTS

(a) The following provisions shall apply in addition to the general rules for forming given in [UG-79](#).

(b) Carbon and low alloy steel plates shall not be formed cold by blows.

(c) Carbon and low alloy steel plates may be formed by blows at a forging temperature provided the blows do not objectionably deform the plate and it is subsequently postweld heat treated.

(d) Except when made of P-No. 1, Group Nos. 1 and 2; and P-No. 15E materials, all vessel shell sections, heads, and other pressure parts fabricated by cold forming shall be heat treated subsequently (see UCS-56) when the resulting extreme fiber elongation exceeds 5% from the supplied condition. For P-No. 1, Group Nos. 1 and 2, this subsequent heat treatment is required when the extreme fiber elongation exceeds 40%, or if the extreme fiber elongation exceeds 5% and any of the following conditions exist:

(1) The vessel will contain lethal substances either liquid or gaseous (see UW-2).

(2) The material is not exempt from impact testing by the rules of this Division or impact testing is required by the material specification.

(3) The thickness of the part before cold forming exceeds $\frac{5}{8}$ in. (16 mm).

(4) The reduction by cold forming from the as-rolled thickness is more than 10% at any location where the extreme fiber elongation exceeds 5%.

(5) The temperature of the material during forming is in the range of 250°F to 900°F (120°C to 480°C).

The extreme fiber elongation shall be determined by the equations in Table UG-79-1.

(e) *Forming of Creep-Strength-Enhanced Ferritic Steels (P-No. 15E Materials).* The cold-formed areas of vessel shell sections, heads, and other pressure boundary parts of the creep-strength-enhanced ferritic steels shall be heat treated as listed in Table UCS-79-1. Cold forming is defined as any forming that is performed at a temperature below 1,300°F (705°C) and produces permanent strain in the material. Hot forming is defined as any forming that is performed at or above a temperature of 1,300°F (705°C) and produces permanent strain in the material. Forming strains (extreme fiber elongations) shall be calculated using the equations of Table UG-79-1.

(1) When the forming strains cannot be calculated as shown in Table UG-79-1, the Manufacturer shall have the responsibility to determine the maximum forming strain.

(2) For cold-formed flares, swages, or upsets in tubing and pipe, normalizing and tempering in accordance with Note (1) of Table UCS-79-1 shall apply, regardless of the amount of strain.

(3) For any hot-formed product form, normalizing and tempering in accordance with Note (1) of Table UCS-79-1 shall apply, regardless of the amount of strain.

(f) When vessel shell sections, heads, and other pressure boundary parts of carbon and low alloy steel are cold formed by other than the Manufacturer of the vessel, the required certification for the part shall indicate if the part has been heat treated per the requirements of UCS-79.

UCS-85 HEAT TREATMENT OF TEST SPECIMENS

(a) The following provisions shall apply in addition to, or as exceptions to the general rules for heat treatment given in UG-85.

(b) Heat treatment as used in this section shall include all thermal treatments of the material during fabrication exceeding 900°F (480°C), except as exempted below.

(c) The material used in the vessel shall be represented by test specimens which have been subjected to the same heat treatments above the lower transformation temperature and postweld heat treatment except as provided in (e), (f), (g), (h), and (i) below. The kind and number of tests and test results shall be as required by the material specification. The vessel Manufacturer shall specify the temperature, time, and cooling rates to which the material will be subjected during fabrication, except as permitted in (h) below. Material from which the specimens are prepared shall be heated at the specified temperature within reasonable tolerances such as are normal in actual fabrication. The total time at temperature shall be at least 80% of the total time at temperature during actual heat treatment of the product and may be performed in a single cycle.

(d) Thermal treatment of material is not intended to include such local heating as thermal cutting, preheating, welding, or heating below the lower transformation temperature of tubing and pipe for bending or sizing.

(e) An exception to the requirements of (c) above and UG-85 shall apply to standard nonwelded items such as described in UG-11(c) and UG-11(d). These may be subject to postweld heat treatment with the vessel or vessel part without the same treatment being required of the test specimens. This exception shall not apply to specially designed cast or wrought fittings.

(f) Materials conforming to one of the specifications listed in P-No. 1 Group Nos. 1 and 2 of Section IX, Table QW/QB-422 and all carbon and low alloy steels used in the annealed condition as permitted by the material specification are exempt from the requirements of (c) above when the heat treatment during fabrication is limited to postweld heat treatment at temperatures below the lower transformation temperature of the steel. This exemption does not apply to SA-841.

(g) Materials listed in Section IX, Table QW/QB-422 as P-No. 1 Group No. 3 and P-No. 3 Group Nos. 1 and 2 that are certified in accordance with (c) above from test specimens subjected to the PWHT requirements of Tables UCS-56-1 through UCS-56-11 need not be recertified if subjected to the alternate PWHT conditions permitted by Table UCS-56.1.

(h) The simulation of cooling rates for test specimens from nonimpact tested materials 3 in. and under in thickness is not required for heat treatments below the lower transformation temperature.

5- Thickness Calculation For NOZZEL

مثال ۱

Fiber Elongation(UCS 79)	Material	AS(S)(psi)	P(psi)	OD	E	t	t1=t+CA	t2 = t1/(1-mill.tol)	
92/61	SA53 GR SA	13700	1015	8/625	1	0/32	0/38	0.43	
74/20	SA106 GRB	17100	1015	8/625	1	0/26	0/32	0.37	
63/44	SA106 GRC	20000	1015	8/625	1	0/22	0/28	0.32	
92/61	SA53 GR SA	13700	1015	10/75	1	0/40	0/46	0.53	
74/20	SA106 GRB	17100	1015	10/75	1	0/32	0/38	0.43	
63/44	SA106 GRC	20000	1015	10/75	1	0/27	0/34	0.39	0/319

$$\varepsilon_f = \left(\frac{50t}{R_f} \right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

~~UCS-79-LINK~~

UG45-NOZZLETHICKNESS

P4

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

other connection attaches to the vessel but in no case less than the minimum thickness specified for the material in [UG-16\(b\)](#).

t_{b2} = for vessels under external pressure, the thickness (plus corrosion allowance) obtained by using the external design pressure as an equivalent internal design pressure (assuming $E = 1.0$) in the formula for the shell or head at the location where the nozzle neck or other connection attaches to the vessel but in no case less than the minimum thickness specified for the material in [UG-16\(b\)](#).

t_{b3} = the thickness given in [Table UG-45](#) plus the thickness added for corrosion allowance.

t_{UG-45} = minimum wall thickness of nozzle necks

(17) UG-46 INSPECTION OPENINGS³⁰

(a) All pressure vessels for use with compressed air and those subject to internal corrosion or having parts subject to erosion or mechanical abrasion (see [UG-25](#)), except as permitted otherwise in this paragraph, shall be provided with suitable manhole, handhole, or other inspection openings for examination and cleaning.

Compressed air as used in this paragraph is not intended to include air that has had moisture removed to provide an atmospheric dew point of -50°F (-46°C) or less.

Table UG-45
Nozzle Minimum Thickness Requirements

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

GENERAL NOTE: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard NPS (DN) size, the NPS (DN) size chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the nozzle outside diameter.

Inspection openings may be omitted in vessels covered in (b), and in heat exchangers where the construction does not permit access to the shell side, such as fixed tubesheet heat exchangers or U-tube and floating tubesheet heat exchangers with Configuration a, b, or c as shown in [Figure UHX-12.1](#) or [Figure UHX-14.2](#). When inspection openings are not provided, the Manufacturer's Data Report shall include one of the following notations under "Remarks":

(1) "UG-46(b)" when telltale holes are used in lieu of inspection openings;

(2) "UG-46(a)" when inspection openings are omitted in fixed tubesheet heat exchangers or U-tube and floating tubesheet heat exchangers with Configuration a, b, or c as shown in [Figure UHX-12.1](#) or [Figure UHX-14.2](#);

(3) "UG-46(c)", "UG-46(d)", or "UG-46(e)" when provision for inspection is made in accordance with one of these paragraphs;

(4) the statement "for noncorrosive service."

(b) When provided with telltale holes complying with the provisions of [UG-25](#), inspection openings as required in (a) above may be omitted in vessels not over 36 in. (900 mm) I.D. that are subject only to corrosion, provided that the holes are spaced one hole per 10 ft^2 (0.9 m^2) (or fraction thereof) of internal vessel surface area where corrosion is expected with a minimum of four uniformly spaced holes per vessel. This provision does not apply to vessels for compressed air.

(c) Vessels over 12 in. (300 mm) I.D. under air pressure that also contain, as an inherent requirement of their operation, other substances that will prevent corrosion need not have openings for inspection only, provided the vessel contains suitable openings through which inspection can be made conveniently, and provided such openings are equivalent in size and number to the requirements for inspection openings in (f) below.

(d) For vessels 12 in. (300 mm) or less in inside diameter, openings for inspection only may be omitted if there are at least two removable pipe connections not less than NPS $\frac{3}{4}$ (DN 20).

(e) Vessels less than 16 in. (400 mm) and over 12 in. (300 mm) I.D. shall have at least two handholes or two threaded pipe plug inspection openings of not less than NPS $1\frac{1}{2}$ (DN 40) except as permitted by the following: when vessels less than 16 in. (400 mm) and over 12 in. (300 mm) I.D. are to be installed so that inspection cannot be made without removing the vessel from the assembly, openings for inspection only may be omitted, provided there are at least two removable pipe connections of not less than NPS $1\frac{1}{2}$ (DN 40).

(f) Vessels that require access or inspection openings shall be equipped as follows.³¹

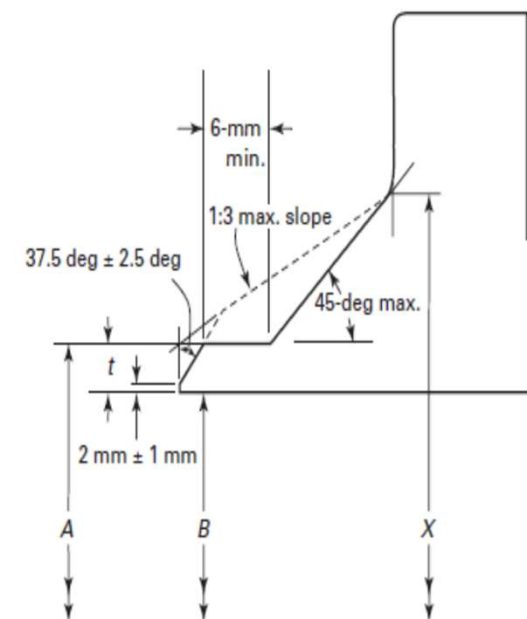
(1) All vessels less than 18 in. (450 mm) and over 12 in. (300 mm) I.D. shall have at least two handholes or two plugged, threaded inspection openings of not less than NPS $1\frac{1}{2}$ (DN 40).

6- Thickness AND Rating Calculation For Flange

مثال ۱

Table 2-1.1 Pressure-Temperature Ratings for Group 1.1 Materials

Nominal Designation	Forgings		Castings		Plates		
C-Si	A105 (1)		A216 Gr. WCB (1)		A515 Gr. 70 (1)		
C-Mn-Si	A350 Gr. LF2 (1)		...		A516 Gr. 70 (1), (2)		
C-Mn-Si-V	A350 Gr. LF6 Cl 1 (3)		...		A537 Cl. 1 (4)		
3 $\frac{1}{2}$ Ni	A350 Gr. LF3		...		...		
Working Pressure by Classes, bar							
Temp., °C	Class						
	150	300	400	600	900	1500	2500
-29 to 38	19.6	51.1	68.1	102.1	153.2	255.3	425.5
50	19.2	50.1	66.8	100.2	150.4	250.6	417.7
100	17.7	46.6	62.1	93.2	139.8	233.0	388.3
150	15.8	45.1	60.1	90.2	135.2	225.4	375.6
200	13.8	43.8	58.4	87.6	131.4	219.0	365.0
250	12.1	41.9	55.9	83.9	125.8	209.7	349.5
300	10.2	39.8	53.1	79.6	119.5	199.1	331.8
325	9.3	38.7	51.6	77.4	116.1	193.6	322.6
350	8.4	37.6	50.1	75.1	112.7	187.8	313.0
375	7.4	36.4	48.5	72.7	109.1	181.8	303.1
400	6.5	34.7	46.3	69.4	104.2	173.6	289.3
425	5.5	28.8	38.4	57.5	86.3	143.8	239.7
450	4.6	23.0	30.7	46.0	69.0	115.0	191.7
475	3.7	17.4	23.2	34.9	52.3	87.2	145.3
500	2.8	11.8	15.7	23.5	35.3	58.8	97.9
538	1.4	5.9	7.9	11.8	17.7	29.5	49.2

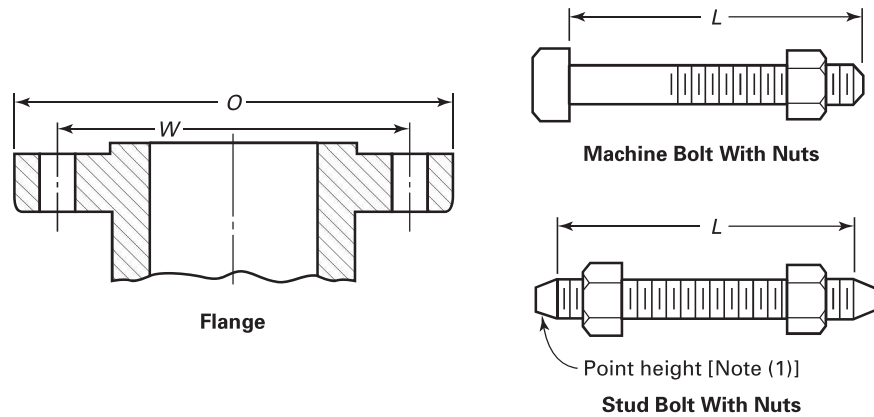


Link For Bolt

P5

Table 7 Templates for Drilling Class 150 Pipe Flanges and Flanged Fittings

(13)



1	2	3	4	5	6	7	8	9
Length of Bolts, <i>L</i> [Note (4)]								
Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of Flange, <i>O</i>	Drilling [Notes (2), (3)]				Stud Bolts [Note (1)]		Machine Bolts
		Diameter of Bolt Circle, <i>W</i>	Diameter of Bolt Holes, in.	Number of Bolts	Diameter of Bolts, in.	2-mm Raised Face	Ring Joint	2-mm Raised Face
1/2	90	60.3	5/8	4	1/2	55	...	50
3/4	100	69.9	5/8	4	1/2	65	...	50
1	110	79.4	5/8	4	1/2	65	75	55
1 1/4	115	88.9	5/8	4	1/2	70	85	55
1 1/2	125	98.4	5/8	4	1/2	70	85	65
2	150	120.7	3/4	4	5/8	85	95	70
2 1/2	180	139.7	3/4	4	5/8	90	100	75
3	190	152.4	3/4	4	5/8	90	100	75
3 1/2	215	177.8	3/4	8	5/8	90	100	75
4	230	190.5	3/4	8	5/8	90	100	75
5	255	215.9	7/8	8	3/4	95	110	85
6	280	241.3	7/8	8	3/4	100	115	85
8	345	298.5	7/8	8	3/4	110	120	90
10	405	362.0	1	12	7/8	115	125	100
12	485	431.8	1	12	7/8	120	135	100
14	535	476.3	1 1/8	12	1	135	145	115
16	595	539.8	1 1/8	16	1	135	145	115
18	635	577.9	1 1/4	16	1 1/8	145	160	125
20	700	635.0	1 1/4	20	1 1/8	160	170	140
24	815	749.3	1 3/8	20	1 1/4	170	185	150

GENERAL NOTES:

(a) Dimensions of Table 7 are in millimeters, except for diameters of bolts and bolt holes, which are in inch units. For dimensions in inch units, refer to Mandatory Appendix II, Table II-7.

(b) For other dimensions, see Tables 8 and 9.

NOTES:

(1) The length of the stud bolt does not include the height of the points (see para. 6.10.2).

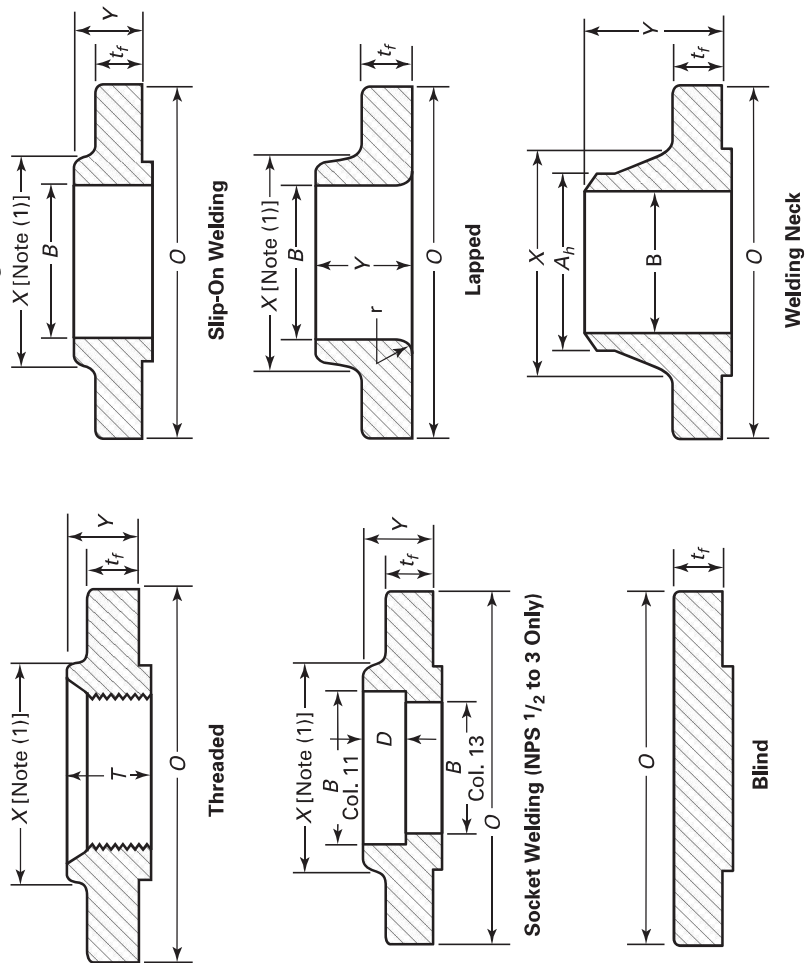
(2) For flange bolt holes, see para. 6.5.

(3) For spot facing, see para. 6.6.

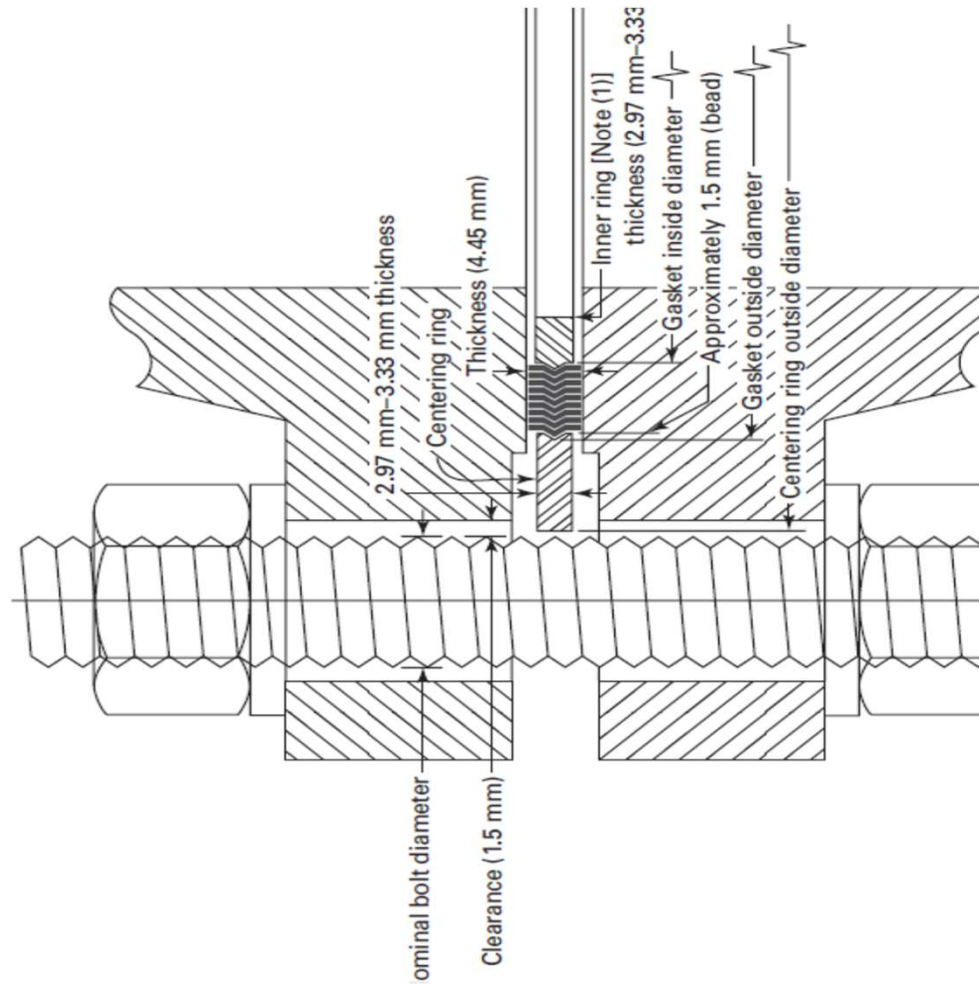
(4) Bolt lengths not shown in the table may be determined in accordance with Nonmandatory Appendix C (see para. 6.10.2).

(13)

Table 8 Dimensions of Class 150 Flanges



7- Gasket Selection(ASME B16/20)



P6

ASME B16.20 GASKET

تهیه و ارائه: یوسف اکبری

Table 9 Dimensions for Spiral-Wound Gaskets Used With ASME B16.5 Flanges (Cont'd)

Flange Size (NPS)	Outside Diameter of Gasket [Note (1)]		Inside Diameter of Gasket by Class [Notes (2), (3)]								Outside Diameter of Centering Ring by Class [Note (4)]							
	Classes 150, 300, 400, 600	Classes 900, 1500, 2500	150	300	400 (5)	600	900 (5)	1500	2500 (5)	150	300	400 (5)	600	900 (5)	1500	2500 (5)		
1/2	31.8	31.8	19.1	19.1	...	19.1	...	19.1	19.1	47.8	54.1	...	54.1	...	63.5	69.9		
3/4	39.6	39.6	25.4	25.4	...	25.4	...	25.4	25.4	57.2	66.8	...	66.8	...	69.9	76.2		
1	47.8	47.8	31.8	31.8	...	31.8	...	31.8	31.8	66.8	73.2	...	73.2	...	79.5	85.9		
1 1/4	60.5	60.5	47.8	47.8	...	47.8	...	39.6	39.6	76.2	82.6	...	82.6	...	88.9	104.9		
1 1/2	69.9	69.9	54.1	54.1	...	54.1	...	47.8	47.8	85.9	95.3	...	95.3	...	98.6	117.6		
2	85.9	85.9	69.9	69.9	...	69.9	...	58.7	58.7	104.9	111.3	...	111.3	...	143.0	146.1		
2 1/2	98.6	98.6	82.6	82.6	...	82.6	...	69.9	69.9	124.0	130.3	...	130.3	...	165.1	168.4		
3	120.7	120.7	101.6	101.6	...	101.6	95.3	92.2	92.2	136.7	149.4	...	149.4	168.4	174.8	196.9		
4	149.4	149.4	127.0	127.0	120.7	120.7	120.7	117.6	117.6	174.8	181.1	177.8	193.8	206.5	209.6	235.0		
5	177.8	177.8	155.7	155.7	147.6	147.6	147.6	143.0	143.0	196.9	215.9	212.9	241.3	247.7	254.0	279.4		
6	209.6	209.6	182.6	182.6	174.8	174.8	174.8	171.5	171.5	222.3	251.0	247.7	266.7	289.1	282.7	317.5		
8	263.7	257.3	233.4	233.4	225.6	225.6	222.3	215.9	215.9	279.4	308.1	304.8	320.8	358.9	352.6	387.4		
10	317.5	311.2	287.3	287.3	274.6	274.6	276.4	266.7	270.0	339.9	362.0	358.9	400.1	435.1	435.1	476.3		
12	374.7	368.3	339.9	339.9	327.2	327.2	323.9	323.9	317.5	409.7	422.4	419.1	457.2	498.6	520.7	549.4		
14	406.4	400.1	371.6	371.6	362.0	362.0	355.6	362.0	...	450.9	485.9	482.6	492.3	520.7	577.9	...		
16	463.6	457.2	422.4	422.4	412.8	412.8	412.8	406.4	...	514.4	539.8	536.7	565.2	574.8	641.4	...		
18	527.1	520.7	474.7	474.7	469.9	469.9	463.6	463.6	...	549.4	596.9	593.9	612.9	638.3	704.9	...		
20	577.9	571.5	525.5	525.5	520.7	520.7	520.7	514.4	...	606.6	654.1	647.7	682.8	698.5	755.7	...		
24	685.8	679.5	628.7	628.7	628.7	628.7	628.7	616.0	...	717.6	774.7	768.4	790.7	838.2	901.7	...		

GENERAL NOTES:

- (a) All dimensions are in millimeters.
 (b) For reference, see Table 9 illustration on previous page.
 (c) The gasket thickness tolerance is ± 13 mm measured across the metallic portion of the gasket, not including the filler, which may protrude slightly beyond the metal.
 (d) For limitations on the maximum flange bore for use with these spiral-wound gaskets, see Table 16.

NOTES:

- (1) The gasket outside diameter tolerance for NPS 1/2 through NPS 8 is ± 0.8 mm; for NPS 10 through NPS 24, $+1.5$ mm, -0.8 mm.
 (2) Refer to para. 3.2.5 for required use of inner rings.
 (3) The gasket inside diameter tolerance for NPS 1/2 through NPS 8 is ± 0.4 mm; for NPS 10 through NPS 24, ± 0.8 mm.
 (4) The centering ring outside diameter tolerance is ± 0.8 mm.
 (5) There are no Class 400 flanges in NPS 1/2 through NPS 3 (use Class 600), Class 900 flanges in NPS 1/2 through NPS 2 1/2 (use Class 1500), or Class 2500 flanges NPS 14 and larger.

8- Safety Valve-UG-125 ...

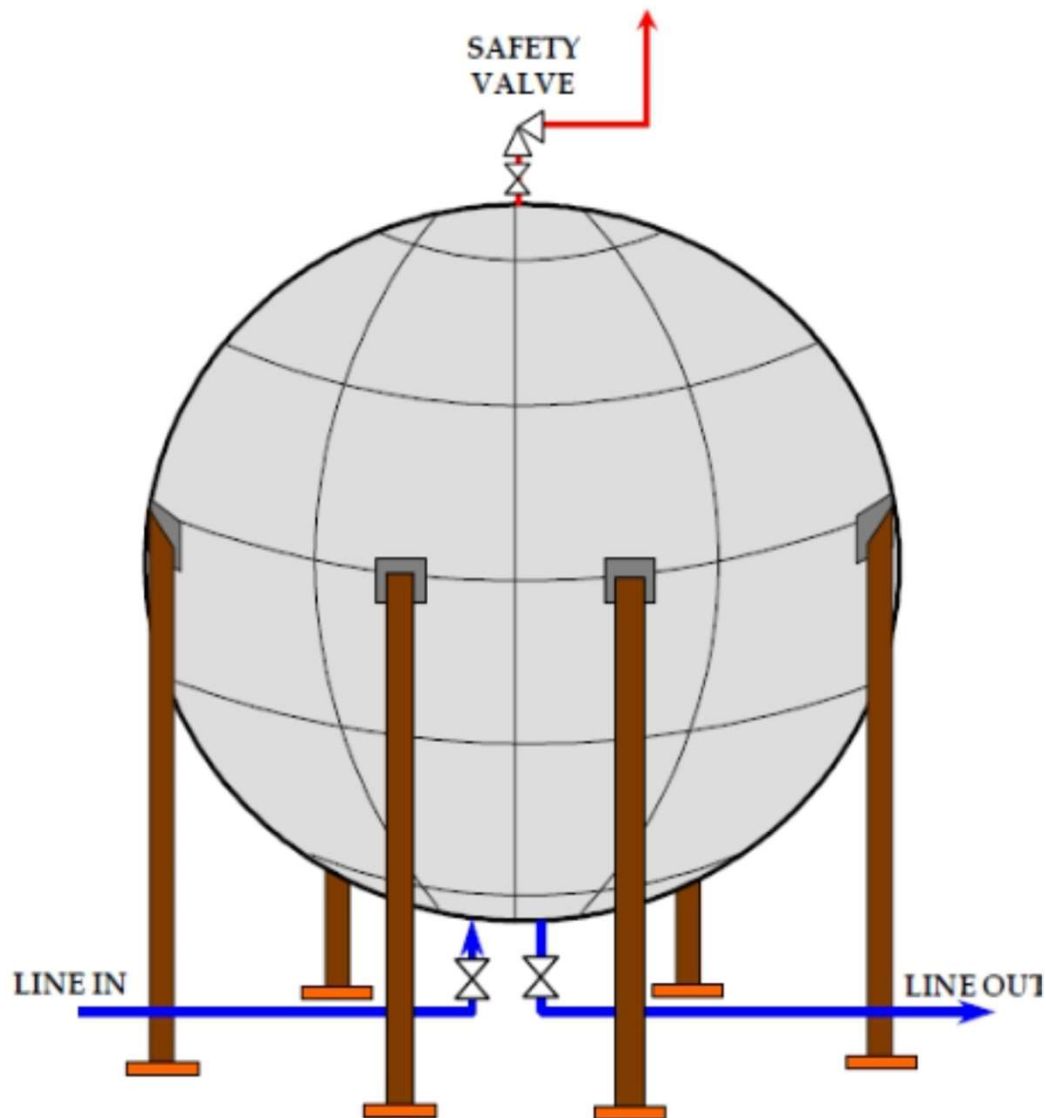
مثال ۱

Part	Mat	Thickness (in)	S(AS)(psi)	D	MAWP(psi)	
Shell	A516 Gr 70	3.1	20000	218	4SEt/D	1138
N-10in	A106 G C	0.39	20000	10.75	2SEt/D	1451
N-8in	A106 G C	0.32	20000	8.625	2SEt/D	1484
Flang	10in, 8in		20000	For A105 , ASME B16.5 Tabl2-1.1		1479

MOAP =1015Psi

8- Leg Support

مثال ۱



برای طراحی ساپورت در حالت نیروهای استاتیکی بیشترین وزن را برای طراحی ساپورت لحاظ می شود. که وزن مخزن بعلاوه وزن آب در زمان انجام هیدرواستاتیک می باشد.

$V=88,67 \text{ m}^3$	حجم آب
$W1=88670\text{N}$	وزن آب
$W2 = 60000\text{N}$	وزن مخزن
$TOTAL=149000\text{N}$	وزن کل
25000N	نیرو روی هر Leg

$$S = F/A$$

$$140 = 25000/A$$

$$A=180\text{mm}^2$$

GENERAL

SUBSECTION C
REQUIREMENTS PERTAINING TO CLASSES
OF
MATERIALS



PART UCS
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS
CONSTRUCTED OF
CARBON AND LOW ALLOY STEELS



MATERIALS

DESIGN

FABRICATION

INSPECTION AND
TESTS

MARKING AND
REPORTS

GENERAL

UCS-1 SCOPE	دامنه کاربرد
-------------	--------------

✓ قوانین این بخش برای فولاد های کربنی و آلیاژی استفاده می شود.

✓ در استفاده از این بخش الزامات مربوط به Part UG نیز لحاظ شود.

✓ عموماً آلیاژهای که کمتر از ۱۰ درصد کرم را می توان تحت پوشش این فصل قرار داد

✓ برای فولاد های حاوی نیکل نیز در محدوده ای که در فصلهای بعدی در مجموعه آلیاژهایی با استحکام

بالا لحاظ نشوند را می توان با قوانین این بخش تطبیق داد.

✓ دو قسمت این بخش پرداختن به بحث تنش زدایی و آزمون ضربه می باشد.

MATERIALS

UCS-5 GENERAL	فهرست متریال در UCS 23 قید شده است. آزمون ضربه مطابق الزامات این استاندارد انجام شود. مرجع اطلاعات مورد نیاز ASME II-D-1A می باشد. متریال با درصد کربن بزرگتر از 0.35 جوشکاری نشوند. از متریال LOW Grad مانند SA36 و CSA.G40.21 می توان برای سیالات غیر سمی استفاده کرد.(بویلر ها استثنا هستند). گرمایش بیش از ۶۴۹ درجه سانتیگراد برای SA841 ممنوع می باشد.
UCS-6 STEEL PLATES	
UCS-7 STEEL FORGINGS	
UCS-8 STEEL CASTINGS	
UCS-9 STEEL PIPE AND TUBES	
UCS-10 BOLT MATERIALS	
UCS-11 NUTS AND WASHERS	
UCS-12 BARS AND SHAPES	

Table UCS-23
Carbon and Low Alloy Steel

Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade
SA-36	...	SA-333	1, 3, 4, 6, 7, 9	SA-556	A2, B2, C2
SA-53	E/A, E/B, S/A, S/B	SA-334	1, 3, 6, 7, 9	SA-557	A2, B2, C2
SA-105	...	SA-335	P1, P2, P5, P5b, P5c, P9, P11, P12, P15, P21, P22, P91	SA-562	...
SA-106	A, B, C	SA-336	F1, F3V, F3VCb, F5, F5A, F9, F11 Cl. 2 & 3, F12, F21 Cl. 1 & 3, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-574	4037, 4042, 4140, 4340, 5137M, 51B37M
SA-135	A, B	SA-350	LF1, LF2, LF3, LF5, LF9	SA-587	...
SA-178	A, C	SA-352	LCB, LC1, LC2, LC3	SA-612	...
SA-179	...	SA-354	BC, BD	SA-662	A, B, C
SA-181	...	SA-369	FP1, FP2, FP5, FP9, FP11, FP12, FP21, FP22	SA-675	45, 50, 55, 60, 65, 70
SA-182	FR, F1, F2, F3V, F3VCb, F5, F5a, F9, F11 Cl. 1 & 2, F12 Cl. 1 & 2, F21, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-372	A; B; C; D; E Cl. 55, 65, & 70; F Cl. 55, 65, & 70; G Cl. 55, 65, & 70; H Cl. 55, 65, & 70; J Cl. 55, 65, 70, & 110; L; M Cl. 85 & 100	SA-727	...
SA-192	...	SA-387	2, 5, 11, 12, 21, 22, 91	SA-737	B, C
SA-193	B5, B7, B7M, B16	SA-414	A, B, C, D, E, F, G	SA-738	A, B, C
SA-203	A, B, D, E, F	SA-420	WPL 3, WPL 6, WPL 9	SA-739	B11, B22
SA-204	A, B, C	SA-423	1, 2	SA-765	I, II, III, IV
SA-209	T1, T1a, T1b	SA-437	B4B, B4C	SA-832	21V, 22V, 23V
SA-210	A-1, C	SA-449	...	SA-836	...
SA-213	T2, T5, T5b, T5c, T9, T11, T12, T17, T21, T22, T91	SA-455	...	SA-841	A Cl. 1, B Cl. 2
SA-214	...	SA-487	1 Cl. A & B, 2 Cl. A & B, 4 Cl. A, 8 Cl. A	SA-1008	CS-A, CS-B
SA-216	WCA, WCB, WCC	SA-508	1, 1A, 2 Cl. 1, 2 Cl. 2, 3 Cl. 1, 3 Cl. 2, 3V, 3VCb, 4N Cl. 3, 22 Cl. 3	SA/AS	PT430, PT460, PT490
SA-217	C12, C5, WC1, WC4, WC5, WC6, WC9	SA-515	60, 65, 70	1548	
SA-225	C	SA-516	55, 60, 65, 70	SA/	38W, 44W, 50W
SA-234	WPB, WPC, WPR, WP1, WP5, WP9, WP11 Cl. 1, WP12 Cl. 1, WP22 Cl. 1	SA-524	I, II	CSA-	
SA-250	T1, T1a, T1b	SA-533	A Cl. 1 & 2, B Cl. 1 & 2, C Cl. 1 & 2, D Cl. 2, E Cl. 1 & 2	G40.21	
SA-266	1, 2, 3, 4	SA-537	Cl. 1, 2, & 3	SA/EN	P235GH, P265GH, P295GH, P355GH, 13CrMo4-5, 10CrMo9-10
SA-283	A, B, C, D	SA-540	B21, B22, B23, B24, B24V	10028-2	
SA-285	A, B, C	SA-541	1, 1A, 2 Cl. 1, 2 Cl. 2, 3 Cl. 1, 3 Cl. 2, 3V, 3VCb, 22 Cl. 3, 22V	SA/EN	P275NH
SA-299	A, B	SA-542	B Cl. 4, C Cl. 4a, D Cl. 4a, E Cl. 4a	10028-3	
SA-302	A, B, C, D			SA/EN	P235GH, P265GH, 16Mo3, 13CrMo4-5, 10CrMo9-10
SA-307	A, B			10216-2	
SA-320	L7, L7A, L7M, L43			SA/EN	P280GH, P305GH, 13CrMo4-5, 11CrMo9-10
SA-325	1			10222-2	
				SA/GB 713	Q345R

GENERAL NOTE: Maximum allowable stress values in tension for the materials listed in the above table are contained in Section II, Part D, Subpart 1 (see [UG-23](#)).

DESIGN

UCS-16 GENERAL

UCS-19 WELDED JOINTS

UCS-23 MAXIMUM ALLOWABLE

STRESS VALUES

Table UCS-57
Thickness Above Which Full Radiographic
Examination of Butt-Welded Joints Is
Mandatory

P-No. and Group No. Classification of Material	Nominal Thickness Above Which Butt-Welded Joints Shall Be Fully Radiographed, in. (mm)
1 Gr. 1, 2, 3	1 ³ / ₄ (32)
3 Gr. 1, 2, 3	³ / ₄ (19)
4 Gr. 1, 2	⁵ / ₈ (16)
5A Gr. 1, 2	0 (0)
5B Gr. 1	0 (0)
5C Gr. 1	0 (0)
15E, Gr. 1	0 (0)
9A Gr. 1	⁵ / ₈ (16)
9B Gr. 1	⁵ / ₈ (16)
10A Gr. 1	³ / ₄ (19)
10B Gr. 1	⁵ / ₈ (16)
10C Gr. 1	⁵ / ₈ (16)

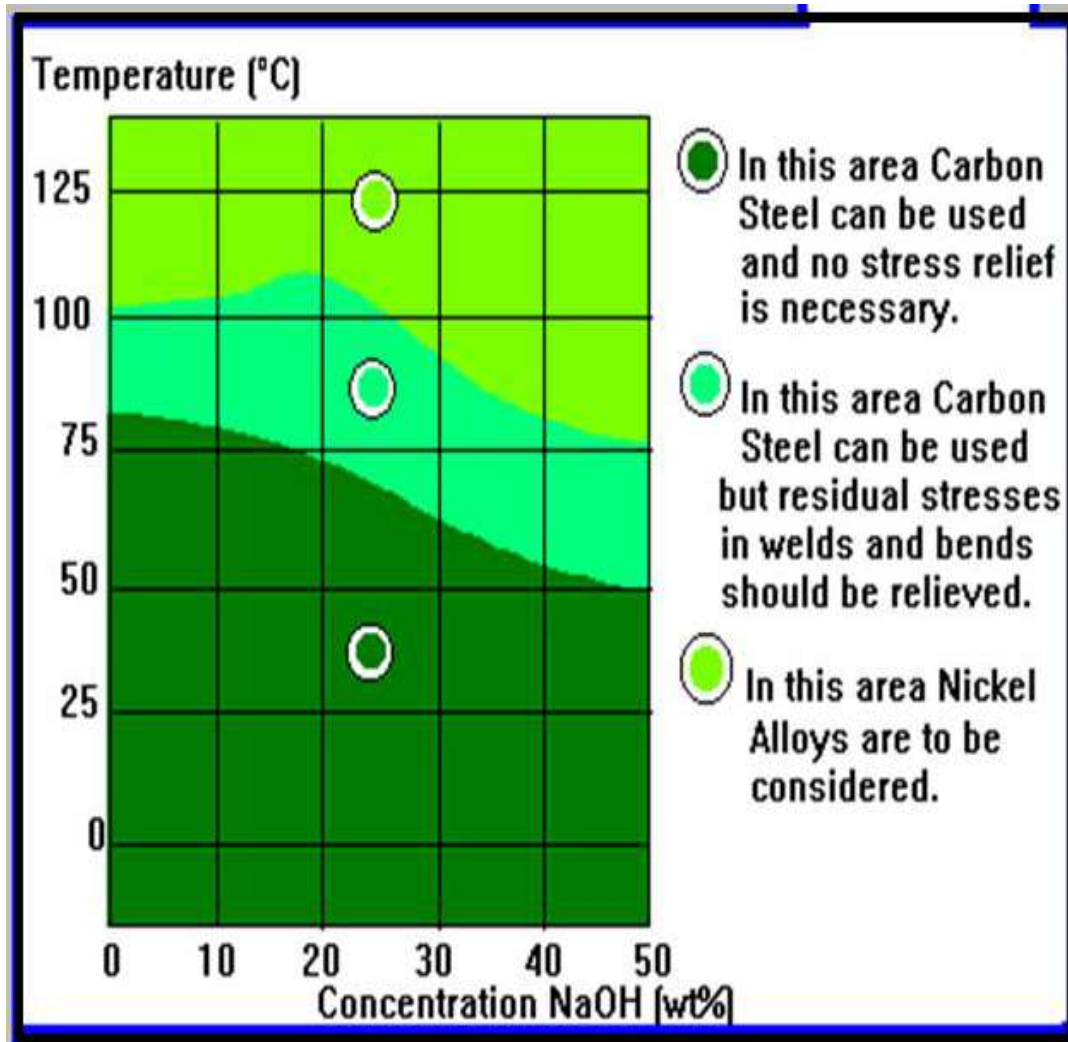
DESIGN

UCS-27 SHELLS MADE FROM PIPE	ASME II-Part D-Tabl 1A.
UCS-28 THICKNESS OF SHELLS UNDER EXTERNAL PRESSURE	تغییر شکل بدنه در اثر نیروی خمشی مهمتر است.
UCS-29 STIFFENING RINGS FOR SHELLS UNDER EXTERNAL PRESSURE	به همین دلیل طبق روابطی که در فصل UG عنوان شده از رینگ های تقویتی استفاده می شود
UCS-30 ATTACHMENT OF STIFFENING RINGS TO SHELL	
UCS-33 FORMED HEADS, PRESSURE ON CONVEX SIDE	

DESIGN

UCS-56 REQUIREMENTS FOR POSTWELD HEAT TREATMENT

الزامات مربوط به عملیات حرارتی بعد از جوشکاری



سه دلیل اصلی که انجام تنش زدایی را الزام می کند. سه الزام می باشد.

✓ ضخامت از حد مشخصی (با توجه به نوع

آلیاژ) بیشتر باشد

✓ سیالات بهره برداری مانند کاستیک ، آمین

، H₂S و..

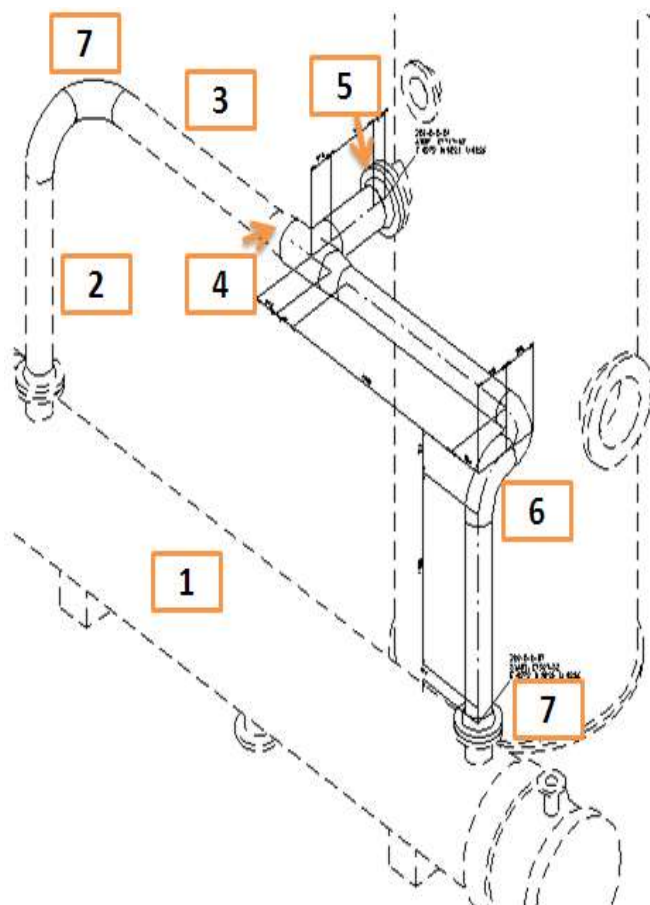
✓ شرط متریال که با توجه به درصد کربن ،

کربن معادل و کرم

DESIGN

UCS-56 REQUIREMENTS FOR POSTWELD HEAT TREATMENT

الزامات مربوط به عملیات حرارتی بعد از
جوشکاری



Item	Description
1	Pipe 10in ,A/SA335 P91
2,3	Pipe 2in ,A/SA335 P91
4	Reducer , A/SA234 WP91
5,7	Flange A/SA182 F11
6	Elbow 90, A/SA234 WP91

شرط متریال که با توجه به
درصد کربن ، کربن معادل و
کرم وضعیت انجام یا عدم
انجام تنش زدایی مشخص می
گردد. به عنوان مثال برای
متریالی حاوی ۹ درصد کرم ،
یک درصد مولیبدن با هر
ضخامت و در هر سرویس بهره
برداری نیاز به تنش زدایی
دارند

DESIGN

Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.1

Gr. Nos	حداقل دمای نگهداری-درجه سانتیگراد	زمان نگهداری (Holding Time)		
		THK<50mm	50<THK<125	THK>125
. 1, 2, 3	۵۹۵	به ازای هر ۲۵ میلیمتر ضخامت یک ساعت و حداقل ۱۵ دقیقه	۲ ساعت و به ازای هر ۲۵ میلیمتر ضخامت اضافه ۱۵ دقیقه بیشتر شود	۲ ساعت و به ازای هر ۲۵ میلیمتر ضخامت بزرگتر از ۵۰ میلیمتر اضافه ۱۵ دقیقه بیشتر شود
4				

Spec.No	Type Or Grade
S/SA-656	T3,Gr.80
S/SA-656	T7,Gr.80
A/SA-724	A
A/SA-724	B
A/SA-724	C

Spec.No	Type Or Grade
API 5L	X80M
API 5L	X80MO
API 5L	X80Q
API 5L	X80QO

DESIGN

Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.1

GENERAL NOTES:

- (a) When it is impractical to postweld heat treat at the temperature specified in this Table, it is permissible to carry out the postweld heat treatment at lower temperatures for longer periods of time in accordance with Table UCS-56.1.
- (b) Postweld heat treatment is mandatory under the following conditions:

- (1) for welded joints over $1\frac{1}{2}$ in. (38 mm) nominal thickness;
- (2) for welded joints over $1\frac{1}{4}$ in. (32 mm) nominal thickness through $1\frac{1}{2}$ in. (38 mm) nominal thickness unless preheat is applied at a minimum temperature of 200°F (95°C) during welding. This preheat need not be applied to SA-841 Grades A and B, provided that the carbon content and carbon equivalent (CE) for the plate material, by heat analysis, do not exceed 0.14% and 0.40%, respectively, where

$$CE = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr+Mo+V}{5} + \frac{Cu+Ni}{15}$$

UW2-Service Restriction

- (3) for welded joints of all thicknesses if required by UW-2, except postweld heat treatment is not mandatory under the conditions specified below:

(a) for groove welds not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) size and fillet welds with a throat not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) that attach nozzle connections that have a finished inside diameter not greater than 2 in. (50 mm), provided the connections do not form ligaments that require an increase in shell or head thickness, and preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is applied;

(b) for groove welds not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) in size or fillet welds with a throat thickness of $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) or less that attach tubes to a tubesheet when the tube diameter does not exceed 2 in. (50 mm). A preheat of 200°F (95°C) minimum must be applied when the carbon content of the tubesheet exceeds 0.22%.

(c) for groove welds not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) in size or fillet welds with a throat thickness of $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) or less used for attaching nonpressure parts to pressure parts, provided preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is applied when the thickness of the pressure part exceeds $1\frac{1}{4}$ in. (32 mm);

(d) for studs welded to pressure parts, provided preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is applied when the thickness of the pressure part exceeds $1\frac{1}{4}$ in. (32 mm);

(e) for corrosion resistant weld metal overlay cladding or for welds attaching corrosion resistant applied lining (see UCL-34), provided preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is maintained during application of the first layer when the thickness of the pressure part exceeds $1\frac{1}{4}$ in. (32 mm).

- (c) NA = not applicable

DESIGN

Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.3

Gr. Nos	حداقل دمای نگهداری-درجه سانتیگراد	زمان نگهداری (Holding Time)		
		THK<50mm	50<THK<125	THK>125
. 1, 2, 3	۵۹۵	به ازای هر ۲۵ میلیمتر ضخامت یک ساعت و حداقل ۱۵ دقیقه	۲ ساعت و به ازای هر ۲۵ میلیمتر ضخامت اضافه ۱۵ دقیقه بیشتر شود	۲ ساعت و به ازای هر ۲۵ میلیمتر ضخامت بزرگتر از ۵۰ میلیمتر اضافه ۱۵ دقیقه بیشتر شود

Example Of P no3 Group No:3

Spec.No	Type Or Grade
A/SA-302	B
A/SA-302	C
A/SA-302	D
A/SA-487	Gr.2,Cl.A
A/SA-487	Gr.2,Cl.B
A/SA-487	Gr.4,Cl.A

Spec. No	Type Or Grade
A/SA-213	T1
A/SA-217	WC1
A/SA-234	WP1
A/SA-250	T1
A/SA-335	P1
A/SA-387	2,Cl.1

DESIGN

Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.3

GENERAL NOTES:

- (a) When it is impractical to postweld heat treat at the temperatures specified in this Table, it is permissible to carry out the postweld heat treatment at lower temperatures for longer periods of time in accordance with [Table UCS-56.1](#).
- (b) Postweld heat treatment is mandatory on P-No. 3 Gr. No. 3 material in all thicknesses.
- (c) Except for the exemptions in General Note [\(d\)](#), postweld heat treatment is mandatory under the following conditions:
 - (1) on P-No. 3 Gr. No. 1 and P-No. 3 Gr. No. 2 over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) nominal thickness. For these materials, postweld heat treatment is mandatory on material up to and including $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) nominal thickness unless a welding procedure qualification described in [UCS-56\(a\)](#) has been made in equal or greater thickness than the production weld.
 - (2) on material in all thicknesses if required by [UW-2](#).
- (d) For welding connections and attachments to pressure parts, postweld heat treatment is not mandatory under the conditions specified below:
 - (1) for attaching to pressure parts that have a specified maximum carbon content of not more than 0.25% (SA material specification carbon content, except when further limited by the purchaser to a value within the specification limits) or nonpressure parts with groove welds not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) in size or fillet welds that have a throat thickness of $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) or less, provided preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is applied;
 - (2) for circumferential butt welds in pipe or tube where the pipe or tube have both a nominal wall thickness of $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) or less and a specified maximum carbon content of not more than 0.25% (SA material specification carbon content, except when further limited by the purchaser to a value within the specification limits);
 - (3) for studs welded to pressure parts that have a specified maximum carbon content of not more than 0.25% (SA material specification carbon content, except when further limited by the purchaser to a value within the specification limits), provided preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is applied;
 - (4) for corrosion resistant weld metal overlay cladding or for welds attaching corrosion resistant applied lining (see [UCL-34](#)) when welded to pressure parts which have a specified maximum carbon content of not more than 0.25% (SA material specification carbon content, except when further limited by the purchaser to a value within the specification limits), provided preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is maintained during application of the first layer;
 - (5) for tubes or pressure-retaining handhole and inspection plugs or fittings that are secured by mechanical means (tube expansion, shoulder construction, machine threads, etc.) and seal welded, provided the seal weld has a throat thickness of $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) or less, and preheat to a minimum temperature of 200°F (95°C) is applied when the thickness of either part exceeds $\frac{5}{8}$ in. (16 mm).

Table UCS-56-3
Postweld Heat Treatment Requirements for Carbon and Low Alloy Steels — P-No. 4

Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UW-40(f)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-No. 4 Gr. Nos. 1, 2	1,200 (650)	1 hr/in. (25 mm), 15 min minimum	1 hr/in. (25 mm)	5 hr plus 15 min for each additional inch (25 mm) over 5 in. (125 mm)

GENERAL NOTES:

- (a) Except for exemptions in General Note (b), postweld heat treatment is mandatory under the following conditions:
- (1) on material of all thicknesses if required by UW-2;
 - (2) on all other P-No. 4 Gr. Nos. 1 and 2 materials.
- (b) Postweld heat treatment is not mandatory under the conditions specified below:
- (1) for circumferential butt welds in pipe or tube of P-No. 4 materials where the pipe or tubes comply with all of the following conditions:
 - (a) a maximum nominal thickness of $\frac{5}{8}$ in. (16 mm);
 - (b) a maximum specified carbon content of not more than 0.15% (SA material specification carbon content, except when further limited by the purchaser to a value within the specification limits);
 - (c) a minimum preheat of 250°F (120°C).
 - (2) for P-No. 4 pipe or tube materials meeting the requirements of (1)(a) and (1)(b) above, having nonpressure attachments fillet welded to them, provided:
 - (a) the fillet welds have a maximum throat thickness of $\frac{1}{2}$ in. (13 mm);
 - (b) a minimum preheat temperature of 250°F (120°C) is applied.
 - (3) for P-No. 4 pipe or tube materials meeting the requirements of (1)(a) and (1)(b) above, having studs welded to them, a minimum preheat temperature of 250°F (120°C) is applied.
 - (4) for P-No. 4 pipe or tube materials meeting the requirements of (1)(a) and (1)(b) above, having extended heat absorbing fins electrically resistance welded to them, provided:
 - (a) the fins have a maximum thickness of $\frac{1}{8}$ in. (3 mm);
 - (b) prior to using the welding procedure, the Manufacturer shall demonstrate that the heat-affected zone does not encroach upon the minimum pipe or tube wall thickness.
 - (5) for tubes or pressure-retaining handhole and inspection plugs or fittings that are secured by mechanical means (tube expansion, shoulder construction, machine threads, etc.) and seal welded, provided the seal weld has a throat thickness of $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) or less, and preheat to a minimum temperature of 250°F (120°C) is applied when the thickness of either part exceeds $\frac{5}{8}$ in. (16 mm).

DESIGN

Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.5A, 5B, 5C
شبهه P no:4 است ولی فقط دمای نگهداری ۶۷۵ درجه سانتیگراد است

(b) Post weld heat treatment is not mandatory under the following conditions:

(1) for circumferential butt welds in pipe or tube where the pipe or tubes comply with all of the following conditions:

- (a) a maximum specified chromium content of 3.00%;
- (b) a maximum nominal thickness of 5/8 in. (16 mm) ;
- (c) a maximum specified carbon content of not more than 0.15% (SA material specification carbon content, except when Further limited by the purchaser to a value within the specification limits) ;
- (d) a minimum preheat of 300°F (150°C) is applied.

DESIGN

Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.5A, 5B, 5C

شبهه P no:4 است ولی فقط دمای نگهداری ۶۷۵ درجه سانتیگراد است

(b) Post weld heat treatment is not mandatory under the following conditions:

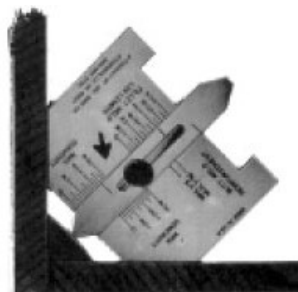
**(2) For pipe or tube materials meeting the requirements of (1)(a), (1)(b), and (1)(c)
Having no pressure attachments fillet welded to them, provided:**

- (a) The fillet welds have a maximum throat thickness of $\frac{1}{2}$ in. (13 mm);
- (b) A minimum preheat temperature of 300°F (150°C) is applied.

**(3) For pipe or tube materials meeting the requirements of (1)(a), (1)(b), and (1)(c)
Having studs welded to them, provided a minimum preheat temperature
Of 300°F (150°C) is applied.**

**(4) For pipe or tube materials meeting the requirements of (1)(a) and (1)(b) above,
Having extended heat absorbing fins electrically resistance welded to them, provided:**

- (a) The fins have a maximum thickness of $\frac{1}{8}$ in. (3 mm);
- (b) Prior to using the welding procedure, the Manufacturer shall demonstrate that the heat - affected zone
Does not encroach upon the minimum pipe or tube wall thickness.



تهیه و ارائه : یوسف اکبری



DESIGN

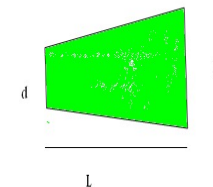
Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.5A, 5B, 5C

شبهه P no:4 است ولی فقط دمای نگهداری ۶۷۵ درجه سانتیگراد است

(b) Post weld heat treatment is not mandatory under the following conditions:

(5) for tubes or pressure-retaining handhold and inspection plugs or fittings in P-No. 5A materials with a specified maximum chromium content of 6% that are secured by mechanical means (tube expansion, shoulder construction, machine threads, etc.) and seal welded, provided the seal weld has a throat thickness of $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) or less, and preheat to a minimum temperature of 300°F (150°C) is applied when the thickness of either part exceeds $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) .

تهیه و ارایه : یوسف اکبری



DESIGN

Table UCS-56-1:PWHT For Carbon and Low Alloy Steels : P-No.5A, 5B, 5C

شبهه P no:4 است ولی فقط دمای نگهداری ۶۷۵ درجه سانتیگراد است

(c) When it is impractical to post weld heat

P - Nos. 5A, 5B Gr. No. 1, and 5C Gr. No. 1

Materials at the temperature specified in this

Table, it is Permissible to perform the

Post weld heat treatment at 1,200°F (650°C)

minimum provided that, for material up

To 2 in. (50 mm) nominal Thickness, the holding

time is increased to the greater of 4 hr

Minimum or 4 hr/in. (25 mm) of thickness; for thickness

over 2 in. (50 mm), the specified Holding times are multiplied

by 4. The requirements of UCS-85 must be accommodated

in This reduction in Post welds heat treatment.

(d) Post weld heat treatment is not mandatory for attaching

Bare-wire thermocouples by Capacitor discharge welding

or electric resistance welding, provided

(1) The requirements of UCS-56(g) are met

(2) The maximum carbon content of the base material is restricted to 0.15%

(3) The minimum wall thickness is 0.20 in. (5 mm)

Table UCS-56.1
Alternative Postweld Heat Treatment
Requirements for Carbon and Low Alloy
Steels

Decrease in Temperature Below Minimum Specified Temperature, °F (°C)	Minimum Holding Time [Note (1)] at Decreased Temperature, hr	Notes
50 (28)	2	...
100 (56)	4	...
150 (83)	10	(2)
200 (111)	20	(2)

GENERAL NOTE: Applicable only when permitted in
Tables UCS-56-1 through UCS-56-11.

NOTES:

(1) Minimum holding time for 1 in. (25 mm) thick-
ness or less. Add 15 min per inch (25 mm) of
thickness for thicknesses greater than 1 in.
(25 mm).

(2) These lower postweld heat treatment tempera-
tures permitted only for P-No. 1 Gr. Nos. 1 and
2 materials.

LOW TEMPERATURE OPERATION

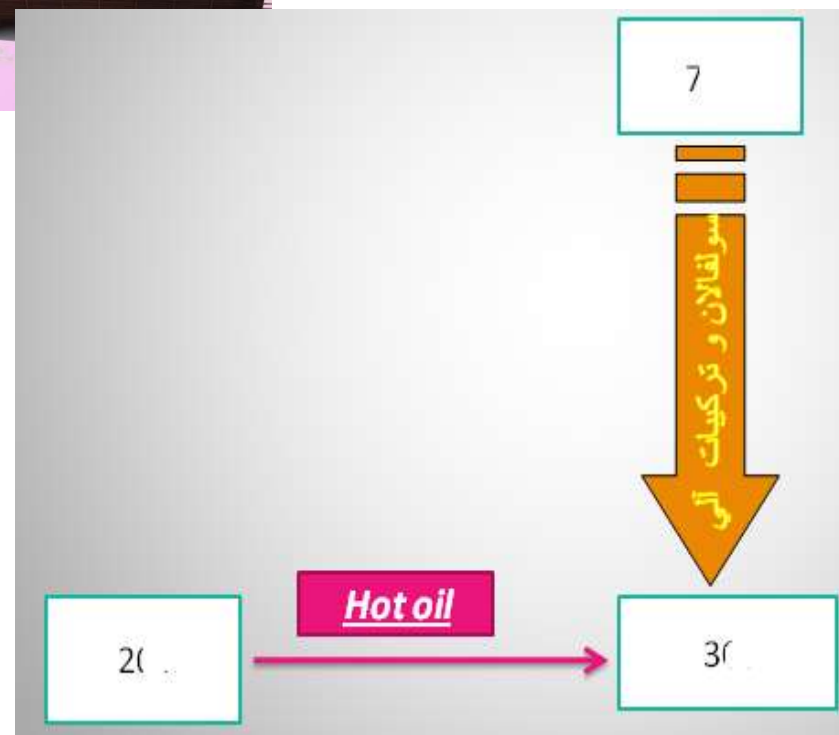
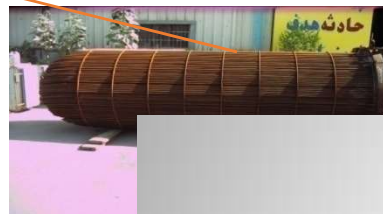
UCS-65 SCOPE	
UCS-66 MATERIALS	
UCS-67 IMPACT TESTS OF WELDING PROCEDURES	تحت شرایطی که فلز پایه نیاز به تست ضربه دارد . برای جوش نیز می بایست تست ضربه انجام شود زمانیکه ضخامت یک پاس جوش از ۱۳ میلیمتر بیشتر و دما از ۲۱ درجه سانتیگراد کمتر است تست ضربه الزام است. . .

پایان

Part UCS

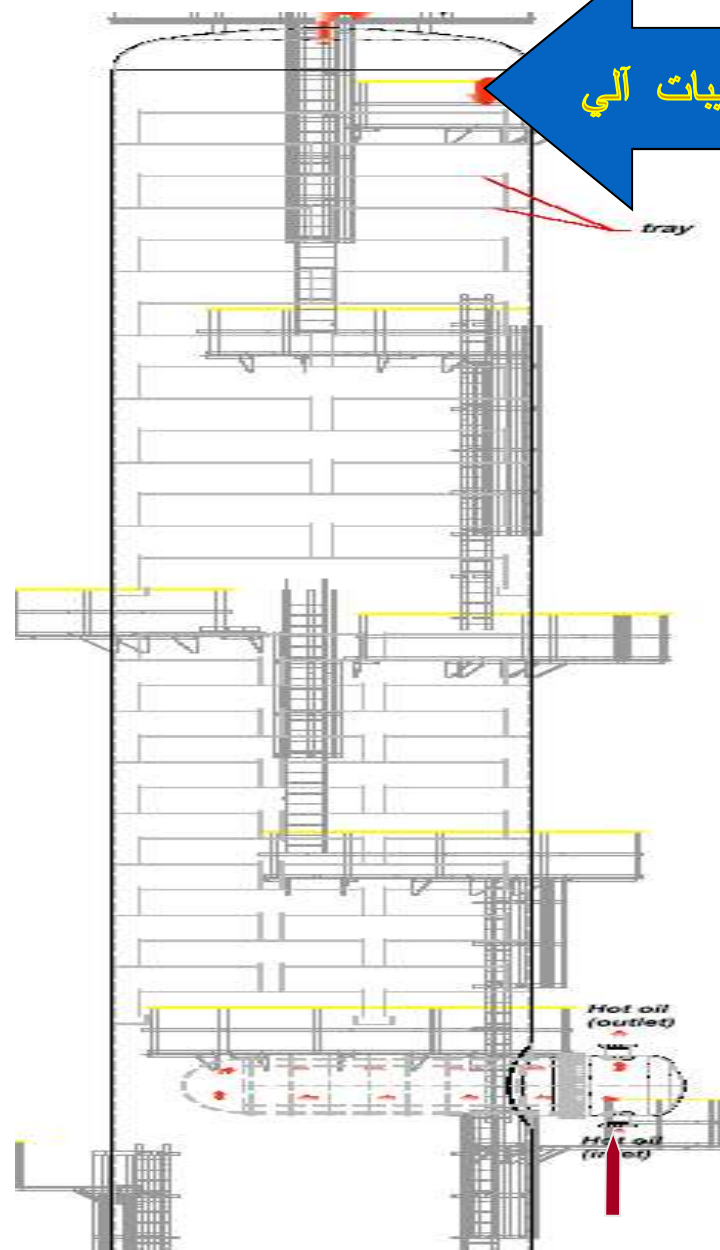
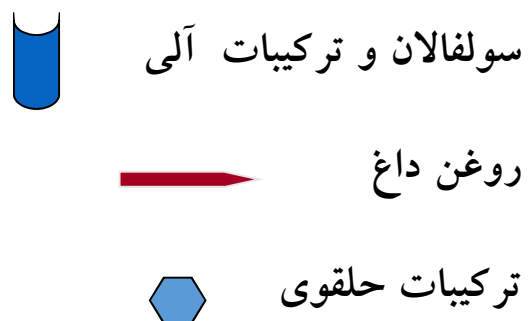
DA -x

The diagram illustrates a solvent extraction process. It begins with a **Feed Surge Drum** feeding into an **Extractor** (red vertical tank). The extract from the extractor flows into a **Raffinate Wash Column** (blue vertical tank). The raffinate from the wash column goes to **Raffinate Product to Storage**. The extract from the extractor then flows into a **Stripper** (red vertical tank), where **Steam** is introduced. The solvent from the stripper is pumped to a **Solvent Regenerator** (red vertical tank). The regenerator output is pumped back to the **Extractor**. The extract from the stripper is sent **To Ejector** and also **Extract to Clay Treaters in BT Fac. Unit**. A small inset photo shows a large, cylindrical, brown, wrapped object, likely a component of the equipment.



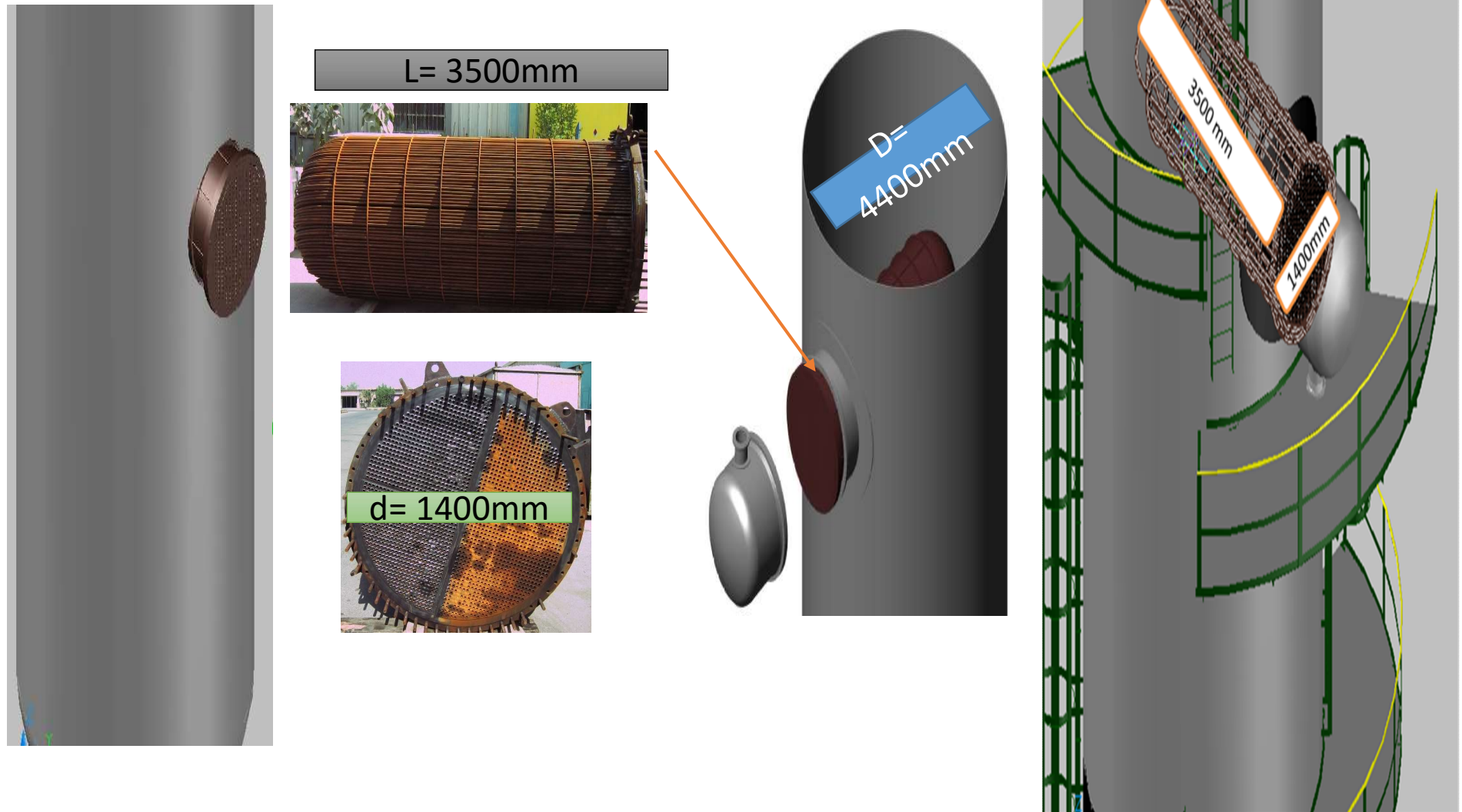
مثال ۲

شرح فرایندی مبدل



شکل ۶-۳ شرح فرایندی مبدل **EA-306**

مثال ۲



مثال ۲

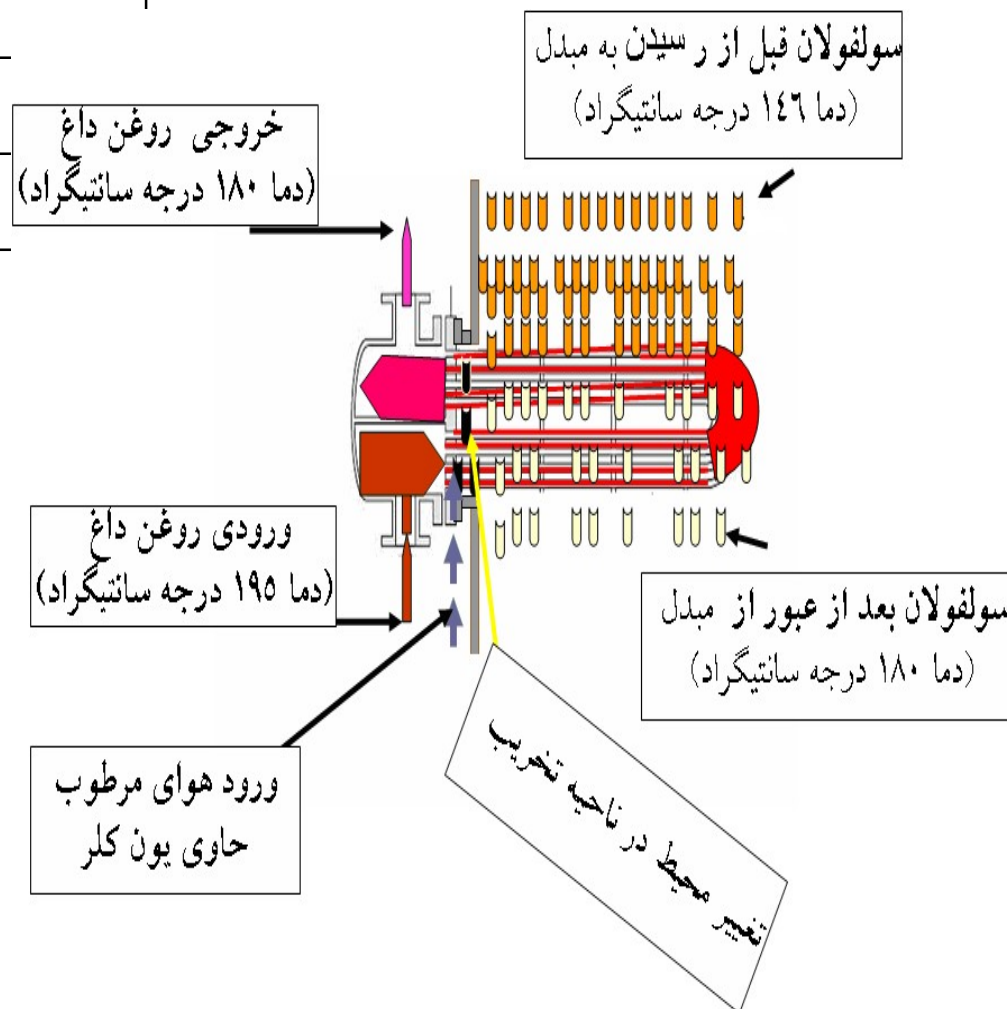
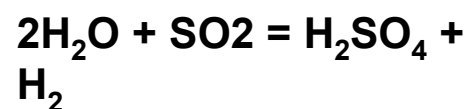
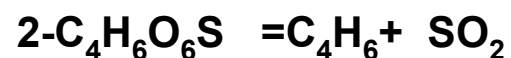
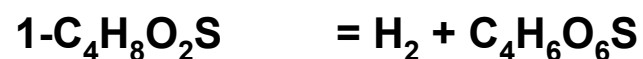
وزن مولکولی	نقطه جوش درجه سانتیگراد	نقطه انجماد درجه سانتیگراد	چگالی گرم بر سانتی متر مکعب
۱۷/۱۲۰	۳/۲۸۷	۱/۲۶	۲۷۶/۱

خوردگی فولاد های کربنی در برابر سولفalan در شرایط مختلف .

نمونه ای از سولفalan که به عنوان حلال برای انتقال و جدایش بنزن استفاده میشود . دارای PH برابر با ۵، حاوی 1045 ppm^1 یون کلر در میلیون ، دارای $0/63$ درصد نیتروژن و در دمای 204 درجه سلسیوس در معرض سولفalan قرار گرفته است . در این وضعیت کاهش ضخامت معادل $1/8$ میلیمتر در سال به دست آمد . با افزودن اسید فسفریک غلیظ (H_3PO_4 %85) مقدار PH را به $5/5$ رساندند. مقدار اسید فسفریک افزودنی $1/5$ درصد وزن بود. بعد از آن فاز جامدی تشکیل شد. که با عبور از صافی درصد کلر آن به 400 (ppm) و درصد نیتروژن آن به $0/27$ درصد وزنی رسید . سرعت خوردگی فولاد کربنی در این سولفalan به $0/05$ میلیمتر در سال کاهش می یابد

مثال ۲

Shell	SA 516 GR 70
Nozzle Neck	A106 GR B
Tub Sheet	A105
Tub	A179



مثال ۲

✓ آنچه برای برج ها به عنوان عامل تعیین کننده است. نیروهای ناشی از باد است.

✓ آنالیز مربوط به تنش های ناشی از وزش باد در ASCE 7 قید شده است.

✓ حداقل فشار مربوط به باد نباید کمتر ۱۰ پوند بر فوت مربع باشد

✓ فشار باد روی سطح برج از رابطه ذیل به دست می آید.

$$F = q_z G G_f A_f$$

$$A_f = D \times H$$

$$q_z = 0.00256 k_z k_d V^2 I$$

G_f	برای برج های استوانه ای برابر با 0.8 است
G	بسته به ناحیه جغرافیایی شهری یا بیابانی 0.8 یا 0.85 است.
I	برای نواحی کم خطر ۱
k_z	فاکتور توپوگرافی: در مکان های صاف برابر با ۱ است
K_z	فشار سرعت

VELOCITY PRESSURE, q							
Basic wind speed, mph, V	70	80	90	100	110	120	130
Velocity pressure psf $0.00256 V^2, q$	13	17	21	26	31	37	44

مثال ۲

مثال:

نیروی باد F را محاسبه نمایید.

داده ها:

$$V = 100 \text{ m.p.h} \quad (\text{سرعت باد})$$

$$D = 6 \text{ ft.} \quad (\text{قطر برج})$$

$$H = 80 \text{ ft.} \quad (\text{ارتفاع برج})$$

برج در ناحیه صاف و بدون مانع یعنی در ناحیه D واقع شده است.

$$F = q_z \times G \times C_f A_f$$

$$Q = 26 \text{ psf} \quad \text{از جدول}$$

$$G = 1.8 \quad \text{از جدول}$$

$$= 0.8 \quad \text{فاکتور شکل}$$

مساحت:

$$A_f = DH = 6 \times 80 = 480 \text{ sq. ft.}$$

بنابراین:

$$F = 26 \times 1.8 \times 0.8 \times 480 = 17,971 \text{ lbs.}$$

PART UNF

REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED

OF

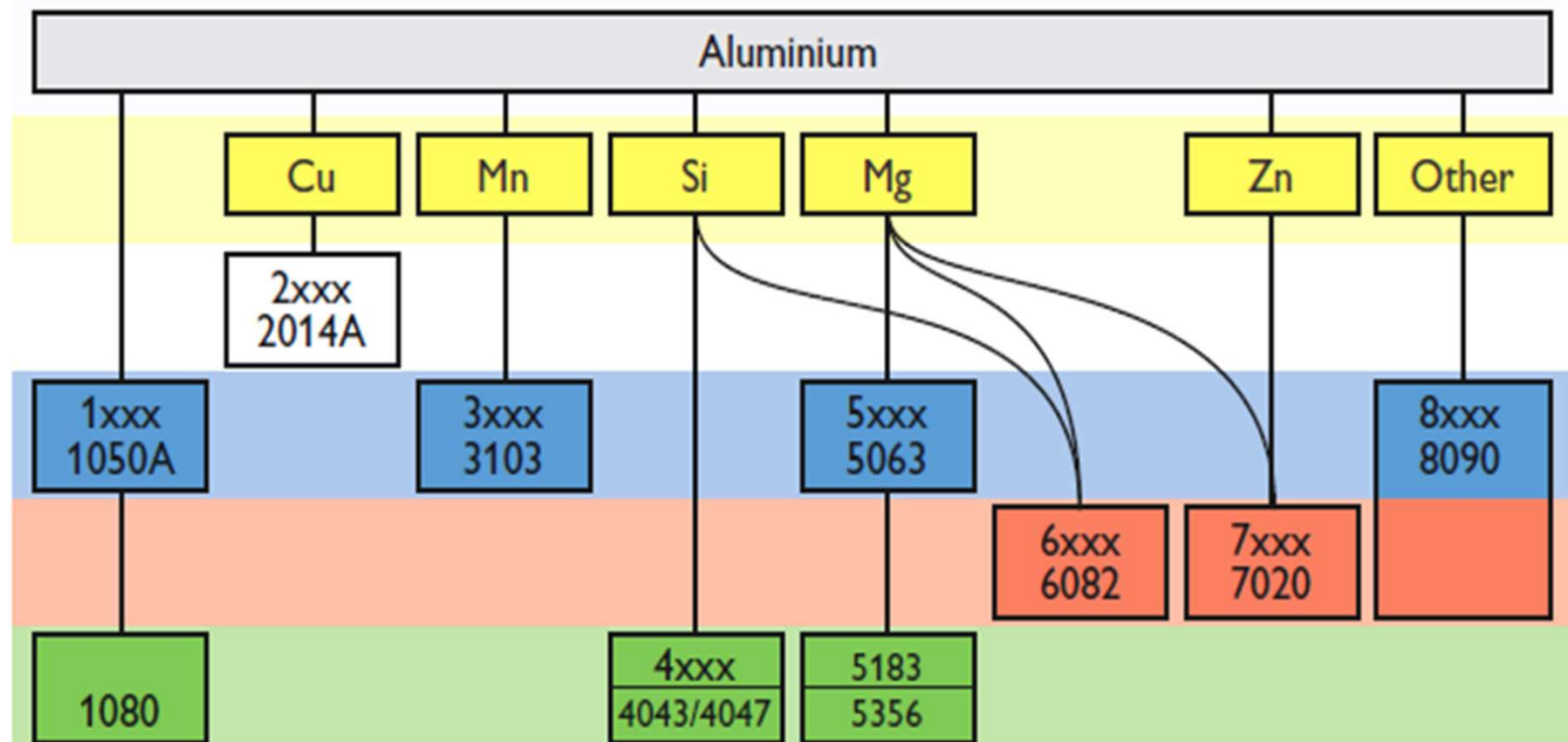
NONFERROUS MATERIALS

۱- آلومنیوم و آلیاژهای آن

دماهای کمتر ۱۹۰ درجه زیر صفر

برای ساخت تجهیزات پروسسی که نیاز به وزن کم

خلوص سیال از اهمیت زیادی برخوردار می باشد



۱- آلومینیم و آلیاژهای آن

در جدول ذیل نمونه ای از اشکال ورق ، لوله ، تیوب ، فلنج و اتصالات را برای یکی از گرایید های آلومینیم نشان می دهد.

Spec.No	Type Or Grade	Nominal Composition	Production Form
B/SB-209	5083	Al-4.4Mg-Mn	Plate & Sheet >1.5in-3in(38mm-76mm),incl
B210	5083	Al-4.4Mg-Mn	Smls.tube
B/SB-241	5083	Al-4.4Mg-Mn	Smls.Pipe & tube
B/SB-247	5083	Al-4.4Mg-Mn	Forgings
B345	5083	Al-4.4Mg-Mn	Smls,Pipe&Tube
B361	5083	Al-4.4Mg-Mn	Fittings

✓ برای استخراج خلاصه متریال ، از ASME IX-QW 422 با P NO های مشابه از ۲۱ تا ۲۵ ، آنالیز

شیمیایی یکسان ، شماره گرایید جستجو شود.

✓ تنش مجاز برای برخی از گرایید ها حدود 12Ksi می باشد.

۲- نیکل و آلیاژهای آن
از نظر تنوع آلیاژ نیکل دارای تنوع زیادی می باشد.

آلیاژهای نیکل با P no=41

Spec.No	UNS No.	SMTS Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
B/SB-160	N02200	55(380)	99.0Ni	Rod & Bar
B/SB-160	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Rod & Bar
B/SB-161	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.Pipe &tube
B/SB-161	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Smls.Pipe &tube
B/SB-162	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.Pipe &tube
B/SB-162	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Smls.Pipe &tube
B/SB-163	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.tube
B/SB-163	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Smls.tube
B/SB-366	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.&Welded fittings
B/SB-366	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Fittings
B725	N02200	55(380)	99.0Ni	Welded Pipe

LIN (P7)

تهیه و ارائه : یوسف اکبری

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

۵-۱۱-۴-۱۸: نیکل و آلیاژهای آن: (P no=41,42,....,49)

در صنعت مهندسين اغلب آلياژهای نیکل را با نام های ، ۶۲۵ ، ۲۰۱ ، ۸۰۰ و ... می شناسند. که در واقع این نوع نام گذاری بر گرفته از عدد جهانی متریال (UNS-NO) می باشد. در ASME IX-QW422 آلياژهای نیکل دارای شماره متریال ۴۱ تا ۴۹ می باشند. با توجه به شکل، آنالیز شیمیایی و... بیش از ۴۰۰ نوع آلياژ با پایه نیکل در استاندارد ASME II-B وجود دارد. البته استثنایی که در اینجا وجود دارد این است که ۲۰ نوع از این متریال در ASME II-A طبقه بندی شده اند.

الکتروود های جوشکاری آلياژهای نیکل برای روش جوشکاری SMAW در ASME II-C-SFA5.11 و فیلر های جوشکاری این آلياژها در ASME II-C-SFA5.14 توضیح داده شده است.

- P no:41 : دارای دو شماره جهانی (UNS no) N02200 و N02201 می باشند. که با نام تجاری نیکل ۲۰۰ و نیکل ۲۰۱ موسوم هستند. هر دو گروه دارای بیش از ۹۹ درصد نیکل می باشند.

این دو نوع آلياژ در مقدار کربن با یکدیگر متفاوت هستند. نیکل ۲۰۰ دارای ۰/۱۵ درصد کربن و نیکل ۲۰۱ دارای ۰/۰۲ درصد کربن می باشد. هر دو آلياژ دارای چقرمگی بالایی هستند. هر چند در مقایسه با فولاد های ضد زنگ آستنیتی این دو گروه آلياژی دارای تنش تسلیم و استحکام نهایی شکست کمتری هستند ولیکن با انجام عملیات حرارتی مانند آنیل می توان تنش تسلیم و استحکام آنها را افزایش داد.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۱: آلیاژهای نیکل با P no=41

Spec.No	UNS No.	SMTS Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
B/SB-160	N02200	55(380)	99.0Ni	Rod & Bar
B/SB-160	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Rod & Bar
B/SB-161	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.Pipe & tube
B/SB-161	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Smls.Pipe & tube
B/SB-162	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.Pipe & tube
B/SB-162	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Smls.Pipe & tube
B/SB-163	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.tube
B/SB-163	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Smls.tube
B/SB-366	N02200	55(380)	99.0Ni	Smls.&Welded fittings
B/SB-366	N02201	50(345)	99.0Ni-Low C	Fittings
B725	N02200	55(380)	99.0Ni	Welded Pipe

برای ظروف تحت فشاری که استاندارد طراحی و ساخت آنها ASME VIII-Div1 می باشد تا دمای ۱۹۸ درجه سانتیگراد زیر صفر می توان از این نوع آلیاژ ها استفاده کرد. برای . نیکل ۲۰۰ در دما های بالاتر از ۳۱۶ درجه سانتیگراد خطر رسوب کربن و کاهش چقرمگی وجود دارد. هرچند مقاومت به شکست ترد این نوع الیاژ ها نسبت به فولاد ها بالا است و گاهی تا دو برابر آنها می باشد. ولی تنش مجاز در اکثر استاندارد های طراحی و ساخت برای این آلیاژ ها خیلی کم لحاظ شده است. و این موضوع استفاده از این متریال در فشار بالا را محدود می کند. انرژی شکست برای برخی از انواع این آلیاژها در برخی مراجع بین ۴۲ تا ۴۹ ژول گزارش شده که بیش از دو برابر اکثر فولاد می باشد.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

مثال: در دمای محیط حداکثر فشار کاری مجاز برای لوله ای به قطر اسمی ۶ اینچ و ضخامت ۰/۲۵ اینچ برای لوله ای از جنس فولاد ضد زنگ آستنیتی A/SA312 TP304 چند برابر حداکثر فشار کاری مجاز برای لوله ای از جنس B/SB161 UNS02200 می باشد. ($E=1$)

محاسبه حداکثر فشار کاری از رابطه $MAWP=2SEt/D$ به دست می آید که S تنش مجاز (AS) از ASMEB31.3-Table A1 استخراج می شود. E (Joint Efeciency) ، t ضخامت و D قطر اسمی لوله می باشد.

$$\text{For A/SA312 TP 304, AS(S)= 20000Psi} \rightarrow MAWP_{304} = (2 \times 20000 \times 1 \times 0.25) / 6.625 \\ = 1509 \text{Psi}$$

$$\text{For B/SB161 TP UNS02200, AS(S)= 6700Psi} \rightarrow \\ MAWP_{\text{UNS02200}} = (2 \times 6700 \times 1 \times 0.25) / 6.625 = 505 \text{Psi}$$

همانطور که در نتیجه محاسبات فشار برای یک ضخامت مساوی برای هر دو آلیاژ مشخص است. حداکثر فشار کاری مجاز برای فولاد ضد زنگ آستنیتی ۳۰۴ حدود سه برابر بیشتر از نیکل UNS02200 است

آلیاژهای نیکل ۲۰۰ و ۲۰۱ مقاومت خوردگی بالایی به ویژه در محیط هایی که خطر اکسیداسیون سریع در آنها هست دارند. این آلیاژها کاربرد زیادی در سرویس های فرایندی مانند هیدروکسید سدیم ، فلورین و صنایع غذایی دارند.

سرعت خوردگی این دو گروه آلیاژی در برخی از سیالات در جدول ذیل مشخص شده است.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۲: سرعت خوردگی آلیاژهای نیکل با P no=41 در سیالات مختلف

Media	Common Name	Temp. °F (°C)	Corrosion Rate (mpy)
5% CH ₃ CO ₂ H w/Air	Acetic Acid	70 (21)	40
10% CH ₃ CO ₂ H	Acetic Acid	86 (30)	3.4
56% CH ₃ CO ₂ H	Acetic Acid	176 (80)	66
85% CH ₃ CO ₂ H w/Air	Acetic Acid	70 (21)	400
98% CH ₃ CO ₂ H	Acetic Acid	241 (116)	12
50% NaOH	Caustic Soda	195 (90)	0.55
50% NaOH	Caustic Soda	310 (155)	0.5
75% NaOH	Caustic Soda	250 (120)	1.0
90% CH ₂ O ₂	Formic Acid (liquid)	70 (21)	4
90% CH ₂ O ₂	Formic Acid (vapor)	70 (21)	7
1% HCl	Hydrochloric Acid	214 (101)	680
10% HCl	Hydrochloric Acid	86 (30)	80
10% HCl	Hydrochloric Acid	221 (105)	8000
10% HNO ₃	Nitric Acid	216 (102)	12000
10% H ₃ PO ₄	Phosphoric Acid	75 (24)	0.6
10% H ₃ PO ₄	Phosphoric Acid	214 (101)	154
40% H ₃ PO ₄	Phosphoric Acid	75 (24)	1
500 ppm NaClO	Sodium Hypochlorite	77 (25)	0.8
2% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	70 (21)	2
5% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	140 (60)	10
5% H ₂ SO ₄ w/Air	Sulfuric Acid	86 (30)	61
19% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	223 (106)	110
20% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	70 (21)	4
50% H ₂ SO ₄ w/Air	Sulfuric Acid	86 (30)	16
50% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	255 (124)	1000
93% H ₂ SO ₄ w/Air	Sulfuric Acid	86 (30)	10

- P no=42: تعداد ۱۰ گراید مربوط به این شماره مواد، در QW422 فهرست شده است. این آلیاژها که به مونل ۴۰۰ موسوم هستند دارای حدود ۶۷ درصد نیکل، ۳۰ درصد مس، حداکثر ۲/۵ درصد آهن و حداکثر ۲ درصد منگنز می باشند.

الکتروود های پیشنهادی برای جوشکاری مونل ۴۰۰ در روش جوشکاری SMAW ، ENiCU و ENi و فیلر های پیشنهادی در روش جوشکاری GTAW ، ERNi می باشد.

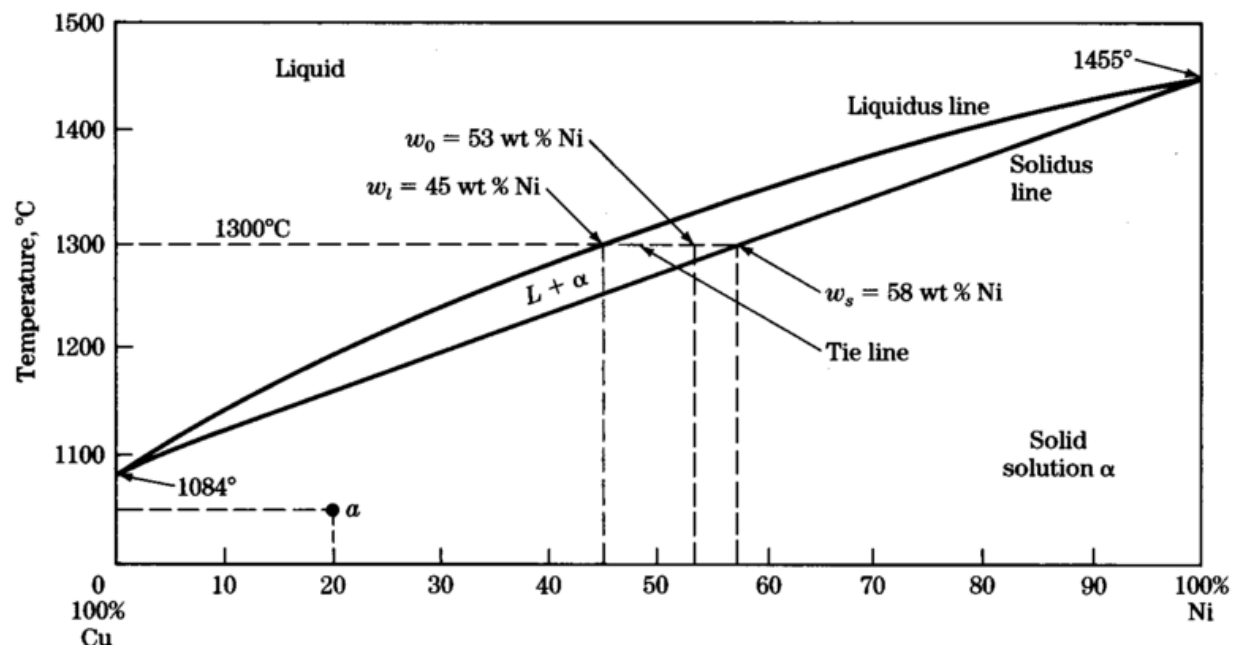
PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۱: آلیاژهای نیکل با P no=42 (مونل ۴۰۰)

Spec.No	Type Or Grade	UNS No.	SMTS Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
A/SA-494	M35-2	N04020	65(450)	67Ni-30Cu-Fe-Si	Castings
A/SA-494	M30c	N24130	65(450)	67Ni-30Cu-2Fe-Cb	Castings
A/SA-494	M35-1	N24135	65(450)	67Ni-30Cu-2Fe-Cb	Castings
B/SB-127		N04400	70(485)	67Ni-30Cu	Plate, Sheet ,Strip &bar
B/SB-163		N04400	70(485)	67Ni-30Cu	Smls.tube
B/SB-164		N04400	70(485)	67Ni-30Cu	Rod , Bar& Wire
B/SB-164		N04405	70(485)	67Ni-30Cu	Rod , Bar& Wire
B/SB-165		N04400	70(485)	67Ni-30Cu	Smls.Pipe &tube
B/SB-366		N04400	70(485)	67Ni-30Cu	Fittings
B/SB-564		N04400	70(485)	67Ni-30Cu	Forgings

یکی از مشخصه های مونل ۴۰۰ ، تک فاز بودن آن است. دلیل تک فاز بودن مونل ۴۰۰ این است که بیش از ۹۵ درصد از این آلیاژ را مس و نیکل تشکیل می دهند. و بر اساس نمودار فازی این دو عنصر به صورت کامل در یکدیگر حل می شوند. (در حالت جامد) . این موضوع باعث می شود که امکان رسوب فاز های مضر در مرز دانه ها نسبت به سایر آلیاژ ها کمتر شود.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS



شکل ۵-۲۷: نمودار فازی نیکل - مس

برای برخی از گرایدهای مربوط به مونل ۴۰۰ که در ASME B31.3-Table A1 فهرست شده اند، حداقل دمای کاری مجاز ۱۹۸ درجه سانتیگراد زیر صفر عنوان شده است. در برخی مراجع نیز حداکثر دمای کاری آنها نیز ۴۲۶ درجه سانتیگراد گزارش شده است. البته با توجه به نقطه ذوب این آلیاژها که با توجه به درصد مس و نیکل دز نمودار فازی بین ۱۳۰۰ تا ۱۳۵۰ درجه سانتیگراد می باشد. دمای شروع خزش در این آلیاژها بین ۴۰۰ تا ۵۰۰ درجه سانتیگراد می باشد.

تنش تسلیم و استحکام نهایی شکست این آلیاژها با فولادهای ضد زنگ آستنیتی برابری می کند. محدوده کاری دمای وسیع و خواص مکانیکی مناسب در کنار مقاومت به خوردگی بالای این آلیاژها آنها را از فولادهای ضد زنگ آستنیتی متمایز می سازد. به دلیل مقاومت به خوردگی بالا مونل ۴۰۰ قابل استفاده در محیط های خورنده ای مانند فلورین، اسید هیدروفلوریک، اسید هیدروکلریک، آب دریا و... می باشد.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۳: سرعت خوردگی آلیاژهای نیکل با P no=42 در سیالات مختلف (مونل ۴۰۰)

Media	Common Name	Temp. °F (°C)	Corrosion Rate (mpy)
C ₂ H ₄ O ₂ - All Concentrations	Acetic Acid	70 (21)	<4
4% NaOH	Caustic	68 (20)	0.16
23% NaOH	Caustic	220 (104)	0.2
50% NaOH	Caustic	Boiling	<1
75% NaOH	Caustic	275 (135)	1.7
40% CH ₂ O ₂	Formic Acid	Boiling	2.7
0.5% HCl - No Aeration	Hydrochloric Acid	Boiling	29
1% HCl - No Aeration	Hydrochloric Acid	Boiling	42
5% HCl - No Aeration	Hydrochloric Acid	Boiling	44
Up to 10% HCl	Hydrochloric Acid	86 (30)	<10
12% HF	Hydrofluoric Acid	182 (83)	22
25% HF - Saturated w/Air	Hydrofluoric Acid	86 (30)	37
25% HF - Purged w/Nitrogen	Hydrofluoric Acid	86 (30)	0.2
50% HF - Saturated w/Air	Hydrofluoric Acid	176 (80)	39
50% HF - Purged w/Nitrogen	Hydrofluoric Acid	176 (80)	0.5
Anhydrous HF	Hydrofluoric Acid	80 (27)	3.2
Anhydrous HF	Hydrofluoric Acid	200 (88)	4.7
HF	Hydrogen Fluoride Gas	1112 (600)	13
H ₃ PO ₄ - All Concentrations	Phosphoric Acid	To 176 (80)	<10
KOH	Potash Liquor	235 (113)	0.6
5% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	214 (101)	3.4
9% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	219 (104)	7.5
50% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	253 (123)	650
96% H ₂ SO ₄	Sulfuric Acid	560 (293)	3300

- P no=43 : در بین این شماره موارد دارای شماره جهانی های متنوعی می باشد که می توان به انواع اینکونل های متفاوت اشاره کرد. آلیاژهای اینکونل سوپر آلیاژ های آستنیتی نیکل با پایه کرم - نیکل می باشند. انواع مختلف اینکونل با توجه به شماره جهانی آنها در جدول ذیل قید شده است. همه اینکونل ها در QW422 از ASME IX قید نشده اند، (به عنوان مثال اینکونل ۷۱۸) ، هر چند امکان سخت کردن اینکونل ها با انجام عملیات حرارتی مانند رسوب سختی میسر نبوده ولی اینکونل ۷۱۸ از محدود اینکونل هایی است که امکان سخت کردن آن با این نوع عملیات حرارتی وجود دارد.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۴: تقسیم بندی کلی اینکونل ها

<i>Type Inconel</i>	<i>Element (% by mass)</i>														
	<u>Ni</u>	<u>Cr</u>	<u>Fe</u>	<u>Mo</u>	<u>Nb</u>	<u>Co</u>	<u>Mn</u>	<u>Cu</u>	<u>Al</u>	<u>Ti</u>	<u>Si</u>	<u>C</u>	<u>S</u>	<u>P</u>	<u>B</u>
600	72.0	14.0–17.0	6.0–10.0				1.0	0.5			0.5	0.15	0.015		
617	44.2–56.0	20.0–24.0	3.0	8.0–10.0		10.0–15.0	0.5	0.5	0.8–1.5	0.6	0.5	0.15	0.015	0.015	0.006
<u>625</u>	58.0	20.0–23.0	5.0	8.0–10.0	3.15–4.15	1.0	0.5		0.4	0.4	0.5	0.1	0.015	0.015	
690	59.5	30	9.2				0.35	0.01	0.02		0.35	0.019	0.003		
718	50.0–55.0	17.0–21.0	balance	2.8–3.3	4.75–5.5	1.0	0.35	0.2–0.8	0.65–1.15	0.3	0.35	0.08	0.015	0.015	0.006
X-750	70.0	14.0–17.0	5.0–9.0		0.7–1.2	1.0	1.0	0.5	0.4–1.0	2.25–2.75	0.5	0.08	0.01		

اینکونل ها مقاومت بالایی در برابر خوردگی ، اکسیداسیون و خوردگی تحت تنش (SCC) دارند. استحکام خود را در دماهای بالا حفظ می کنند. به نوعی سرعت کاهش استحکام آنها با افزایش دما کم است. برخی از انواع اینکونل از این منظر بررسی شدند. به عنوان مثال برای نوعی از اینکونل ۶۰۰ (B516 UNS 06600) تنش مجاز (AS) در دمای ۴۵۴ درجه سانتیگراد 23300Ksi گزارش شده است. همچنین حداقل دمای کاری مجاز ۱۹۸ درجه سانتیگراد زیر صفر گزارش شده است. تنش تسلیم برخی از انواع اینکونل نیز تا 60ksi می باشد. که تا دوبرابر برخی از فولاد های ضد زنگ آستنیتی می باشد.

تعدادی از اینکونل های ۶۰۱، ۶۰۰ و ۶۲۵ در جدول ذیل قید شده اند.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۴: تعدادی از اینکونل های پر کاربرد در صنایع پالایشگاهی و پتروشیمی با P no=43

Spec.No	Type Or Grade	UNS No.	SMTS Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
B/SB-163		N06600	80(550)	72Ni-15Cr-8Fe	Smls.tube
B/SB-163		N06601	80(550)	60Ni-23Cr-12Fe-Al	Smls.tube
B/SB-167		N0600	75(515)	72Ni-15Cr-8Fe	Smls.Pipe & tube
B/SB-167		N06601	80(550)	60Ni-23Cr-12Fe-Al	Smls.Pipe & tube
B/SB-168		N06600	80(550)	72Ni-15Cr-8Fe	Plate, Sheet ,Strip & bar
B/SB-168		N06601	80(550)	60Ni-23Cr-12Fe-Al	Plate, Sheet ,Strip & bar
B/SB-366		N06600	80(550)	72Ni-15Cr-8Fe	Fittings
B/SB-366		N06625	110(760)	60Ni-22Cr-9Mo-3.5Cb	Fittings
B/SB-444	1	N06625	120(825)	60Ni-22Cr-9Mo-3.5Cb	Smls.Pipe & tube
B/SB-516		N06600	80(550)	72Ni-15Cr-8Fe	Welded Tube
B/SB-517		N06600	80(550)	72Ni-15Cr-8Fe	Welded Pipe
B/SB-564		N06600	80(550)	72ni-15Cr-8Fe	Forgings
B/SB-564		N06625	110(760)	60Ni-22Cr-9Mo-3.5Cb	Forgings>4in.10in.(102mm-254mm),incl
B/SB-564		N06625	120(825)	60Ni-22Cr-9Mo-3.5Cb	Forgings≤4in.(102mm)
B/SB-704		N06625	120(825)	60Ni-22Cr-9Mo-3.5Cb	Welded Tube
B/SB-705		N06625	120(825)	60Ni-31Fe-29Cr-Mo	Welded Pipe

گروه دیگری از آلیاژ های با پایه نیکل که دارای P no=43 می باشند ، Hastalloy نام دارند. که دو نوع آن که به Hastalloy C22 و Hastalloy C276 موسوم هستند و در جدول ذیل نیز تعدادی از گراید های آنها قید شده است. در واقع Hastelloy ، آلیاژ های نیکل ، مولیبدن و کرم هستند. رسوب ناخالصی های مولیبدن باعث می شود که مقاومت به سایش و استحکام خوبی در درجه حرارت های بالا داشته باشند. آلیاژ های Hastelloy داری شکل پذیری و جوش پذیری خوبی هم هستند.

تعدادی از این نوع آلیاژ ها در جدول ذیل قید شده اند.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۵: تعدادی از آلیاژهای Hastelloy با P no=43

Spec.No	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
A/SA-494	N26022	80(550)	59Ni-22Cr-14Mo-4Fe-3W	Castings
A/SA-494	N26022	80(550)	59Ni-22Cr-14Mo-4Fe-3W	Castings
B/SB-366	N06022	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Fittings
B/SB-366	N10276	100(690)	54Ni-16Mo-15Cr	Fittings
B/SB-462	N060220	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Forgings
B/SB-462	N10276	100(690)	54Ni-16Mo-15Cr	Forgings
B/SB-564	N06022	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Forgings
B/SB-574	N06022	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Rod
B/SB-574	N10276	100(690)	54Ni-16Mo-15Cr	Rod
B/SB-575	N06022	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Plate,Sheet &Strip
B/SB-575	N10276	100(690)	54Ni-16Mo-15Cr	Plate,Sheet &Strip
B/SB-619	N06022	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Welded Pipe
B/SB-619	N10276	100(690)	54Ni-16Mo-15Cr	Welded Pipe
B/SB-622	N06022	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Smls.Pipe& Tube
B/SB-622	N10276	100(690)	54Ni-16Mo-15Cr	Smls.Pipe& Tube
B/SB-626	N06022	100(690)	55Ni-21Cr-13.5Mo	Welded Tube
B/SB-626	N10276	100(690)	54Ni-16Mo-15Cr	Welded Tube

- P no=44 این شماره مواد ، دارای حدود ۴۵ گراید از این P no تحت حدود ۱۱ شماره اسپیک در QW422 قید شده است. استحکام نهایی شکست این شماره مواد بین 65Ksi و 110Ksi می باشد. این آلیاژها حاوی ۶۲ تا ۷۰ درصد نیکل، ۱۶ تا ۲۹/۵ درصد مولیبدن، ۱/۳ تا ۷ درصد کرم، ۳/۵ درصد کبالت، ۲۵ درصد آهن و عناصری مانند (مس ، آلومینیم، تنگستن) هستند. دارای انعطاف پذیری بالایی هستند، به طوریکه درصد تغییر طول در برخی از گراید ها مانند B/SB333-N10001 تا ۴۵ درصد گزارش شده است. دامنه کاری اکثر گراید های این شماره مواد از نظر دمایی بسیار گسترده است. برای برخی از گراید ها تا دمای ۴۲۵ درجه سانتیگراد ، کاهش تنش مجاز مشاهده نمی شود.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

- P no=45 : از نظر تعداد و تنوع یکی از گسترده ترین آلیاژ های حاوی نیکل هستند. بیش از ۱۸۰ گراید از این آلیاژ ها در ASME IX-QW422 فهرست شده اند

حدود ۵۰ گراید از این آلیاژ ها در گروه فلزات آهنی قرار میگیرند. حدود ۴۰ گراید داری پیشوند A/SA و مابقی نیز دارای پیشوند B/SB هستند. تعدادی از این نوع آلیاژ ها در جدول ذیل قید شده اند.

جدول ۵-۶: فولاد های آهن - نیکل - کرم - مولیبدن با P no=45 (46Fe-24Ni-21Cr-6Mo)

Spec.No	Type Or Grade	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Production Form
A/SA-182		N08367	95(655)	Forgings
A/SA-312	N08367	N08367	100(690)	Smls.&Welded Pipe>0.1875in(5mm)
A/SA-351	CN3MN	J94651	80(550)	Castings
A/SA-358	N08367	N08367	95(655)	fusion Welded Pipe>0.1875in(5mm)
A403		N08367	95(655)	Wrought Piping Fittings
A/SA-813	N08367	N08367	95(655)	Welded Pipe>0.1875in(5mm)
A/SA-814	N08367	N08367	95(655)	Cold Worked Welded Pipe>0.1875in(5mm)
A/SA-351	CN3MN	J94651	80(550)	Castings
B/SB-168		N06045	90(620)	Plate, Sheet ,Strip &bar
B/SB-366		N08367	100(690)	Fittings≤3/16in.(5mm)
B/SB-462		N08367	95(655)	Forgings
B/SB-564		N08367	95(655)	Forgings
B/SB-675		N08367	100(690)	Welded Pipe≤3/16in.(5mm)
B/SB-676		N08367	95(655)	Welded Pipe>3/16in.(5mm)
B/SB-688		N08367	95(655)	Plate,Sheet &Strip>3/16in.(5mm)
B/SB-688		N08367	100(690)	Plate,Sheet &Strip≤3/16in.(5mm)
B/SB-690		N08367	95(655)	Plate,Sheet &Strip>3/16in.(5mm)

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

یکی دیگر از متداول ترین فلزات دارای P no=45 ، آلیاژ هایی به نام Incolloy 825 می باشند. این گروه از آلیاژ های نیکل دارای ۳۸ تا ۴۶ درصد نیکل، ۱۹/۲۵ تا ۲۳/۵ درصد کرم ، ۲/۵ تا ۳/۵ درصد مولیبدن، ۱/۵ تا ۳ درصد مس، حداکثر تا ۰/۵ درصد آهن ، ۰/۶ تا ۱/۲ درصد تیتانیوم و حداکثر تا ۰/۰۵ درصد کربن می باشند.

Incolloy 825 دارای مقاومت خوبی در محیط های حاوی اسید سولفوریک، اسید فسفریک ، آب دریا و محیط های حاوی کلر هستند.

جدول ۵-۶۷ تعدادی از آلیاژهای Incloy 825 دارای P no=45

Spec.No	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Production Form
B/SB-163	N08825	85(585)	Smls.tube
B/SB-366	N08825	85(585)	Fittings
B/SB-423	N08825	75(515)	Smls.Pipe & tube
B/SB-424	N08825	85(585)	Plate,Sheet & Strip
B/SB-425	N08825	85(585)	Rod & Bar
B/SB-564	N08825	85(585)	Forgings
B/SB-704	N08825	85(585)	Welded Tube
B/SB-705	N08825	85(585)	Welded pipe

Incolloy 800 و یا آلیاژ های نیکل ، کرم ، آهن که دارای شماره جهانی (یا گرید) N08800 هستند دارای مقاومت بالا در برابر اکسیداسیون و کربوراسیون در دماهای بالا هستند. در محدوده دمایی که خطر تشکیل فاز سیگما و حساس شدن فولاد های ضد زنگ آستنیتی وجود دارد. استفاده از این نوع آلیاژ پیشنهاد می شود.

درصد کربن Incolloy 800 تا ۰/۱ درصد می باشد و به همین دلیل مقاومت خوبی در برابر پدیده خزش و شیوع ترک دارند.

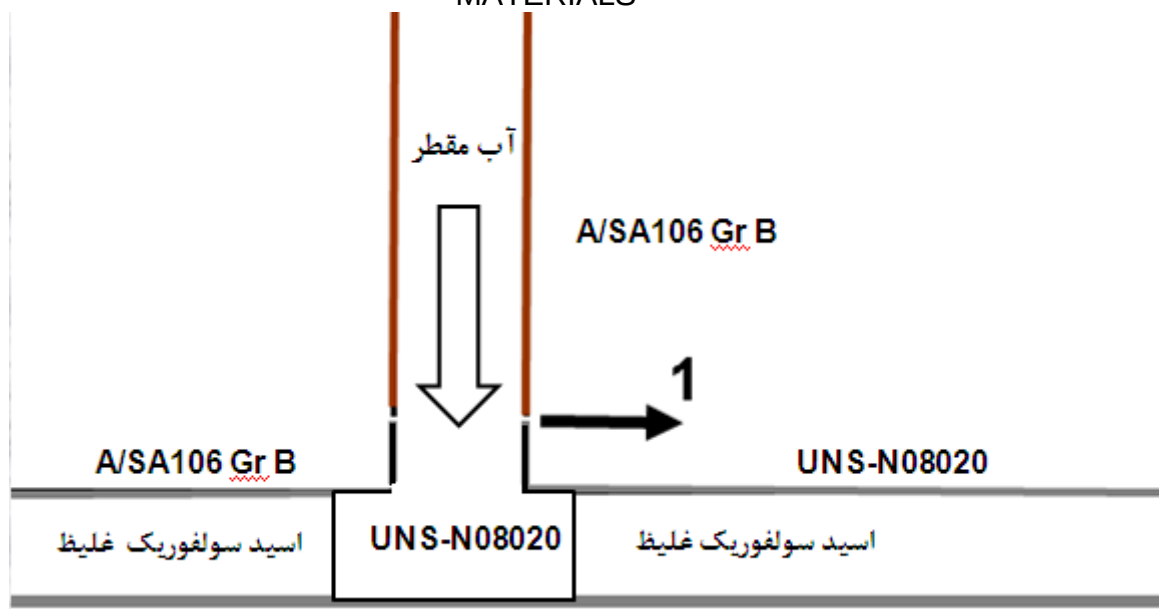
PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۶۸ : تعدادی از آلیاژ های Incloy 800

Spec.No	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
B/SB-163	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Smls.tube
B/SB-366	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Fittings
B/SB-407	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Smls.Pipe & tube
B/SB-408	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Rod & Bar
B/SB-409	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Plate, Sheet & Strip
B/SB-514	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Welded Pipe
B/SB-515	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Welded Tube
B/SB-564	N08800	75(515)	33Ni-42Fe-21Cr	Forgings

در بین آلیاژ های دارای P no=45 ، آلیاژ ۲۰ یا Incollay 20 نیز دارای کاربرد زیادی در صنایع پتروشیمی و پالایشگاهی هستند. شماره جهانی یا گراید این گروه آلیاژی UNS-N08020 است. این آلیاژ ها به طور متوسط دارای حدود ۳۵ درصد نیکل ، ۳۵ درصد آهن ، ۲۰ درصد کرم و کمتر از ۱ درصد نیوبیم هستند. نیوبیم به عنوان یک عنصر پایدار کننده جهت پیشگیری از خوردگی بین دانه ای و حساس شدن موثر می باشد. این آلیاژ ها دارای مقاومت بالایی در برابر خوردگی حفره ای، شیاری، و یکنواخت در محیط های حاوی کلراید، اسید سولفوریک، اسید نیتریک و اسید فسفریک هستند. نمونه از کاربرد این نوع آلیاژ ها در واحد های اسید سولفوریک برای اسید های رقیق می باشد.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS



شکل ۵-۲۸ : نمونه ای از کاربرد **Alloy 20** در واحد های اسید سولفوریک

جدول ۵-۶۹ : آلیاژ هایی نیکل UNS8020(Alloy 20) با P no=45

Spec.No	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Production Form
B/SB-366	N08020	80(550)	Fittings
B/SB-462	N08020	80(550)	Forgings
B/SB-463	N08020	80(550)	Plate, Sheet & Strip
B/SB-464	N08020	80(550)	Welded Pipe
B/SB-468	N08020	80(550)	Welded Tube
B/SB-473	N08020	80(550)	Bar
B/SB-729	N08020	80(550)	Smls. Pipe & tube

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

- **P no=46** : ۲۰ نوع از این شماره موارد تحت سه گراید و ۱۷ شماره اسپیک موجود می باشند.

جدول ۵-۷۰: آلیاژ هایی نیکل با P no=46

Spec.No	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
B/SB-166	N06045	90(620)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Rod , Bar& Wire
B/SB-167	N06045	90(620)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Smls.Pipe &tube
B/SB-168	N06045	95(655)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Plate, Sheet ,Strip &bar
B/SB-366	N06045	90(620)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Fittings
B/SB-366	N08330	70(485)	35Ni-19Cr-1.25Si	Fittings
B/SB-366	N12160	90(620)	37Ni-30Co-28Cr-2.7Si	Fittings
B/SB-435	N12160	90(620)	37Ni-30Co-28Cr-2.7Si	Plate, Sheet & Strip
B/SB-462	N06045	90(620)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Forgings
B/SB-511	N08330	70(485)	35Ni-19Cr-1.25Si	Bars &Shapes
B/SB-516	N06045	90(620)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Welded Tube
B/SB-517	N06045	90(620)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Welded Pipe
B/SB-535	N08330	70(485)	35Ni-19Cr-1.25Si	Smls.Pipe &tube
B/SB-536	N08330	70(485)	35Ni-19Cr-1.25Si	Plate, Sheet & Strip
B/SB-564	N06045	90(620)	46Ni-27Cr-23Fe-2.75Si	Forgings
B/SB-564	N12160	90(620)	37Ni-30Co-28Cr-2.7Si	Forgings
B/SB-572	N12160	90(620)	37Ni-30Co-28Cr-2.7Si	Rod
B/SB-619	N12160	90(620)	37Ni-30Co-28Cr-2.7Si	Welded Pipe
B/SB-622	N12160	90(620)	37Ni-30Co-28Cr-2.7Si	Smls.Pipe& Tube
B/SB-626	N12160	90(620)	37Ni-30Co-28Cr-2.7Si	Welded Tube
B/SB-710	N08330	70(485)	35Ni-19Cr-1.25Si	Welded Pipe

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

P no=49 : دارای یک شماره جهاری (گراید) [R31233] و دو شماره اسپک B/SB815 به صورت میله و سیم ،

B/SB818 به صورت ورق می باشد. با توجه به حضور عناصری مانند آهن، مس ، کبالت ، کرم ، مولیبدن و... در آلیاژ های نیکل دارای تقسیم بندی متنوعی می باشند که به تعدادی از آنها که دارای کاربرد بیشتری در صنایع نفت ، گاز ، پتروشیمی و نیروگاهی هستند اشاره شد. در جدول ذیل نیز الکترودهای پیشنهادی برای جوشکاری برخی از آلیاژهای نیکل قید شده است.

جدول ۵-۷۱: الکترودهای پیشنهادی (ASME II –C- SFA5.11) برای جوشکاری برخی از آلیاژ های نیکل

AWS Classification	Materials	ASTM Specifications	UNS Number
ENi-1	Nickel	B 160, B 162	N02200, N02201
ENiCr-4	Nickel-Chromium	A 560	R20500
ENiCu-7	Nickel-Copper Alloy	B 127, B 164	N04400
ENiCrFe-1, 2, 3, 4, 9, 10	Nickel-Chromium-Iron Alloy	B 166, B 168	N06600
ENiCrFe-7, 13	Nickel-Chromium-Iron Alloy	B 166, B 167, B 168	N06690
ENiCrFe-12	Nickel-Chromium-Iron Alloy	B 168	N06025
ENiCrFeSi-1	Nickel-Chromium-Iron-Silicon Alloy	B 168	N06045
ENiMo-1, 3, 7, 8, 9, 10	Nickel-Molybdenum Alloy	B 333	N10001, N10665, N10675
ENiMo-11	Nickel-Molybdenum Alloy	B 333	N10629
ENiCrMo-1, 9, 11	Nickel-Chromium-Molybdenum Alloy	B 582	N06007, N06985, N06030
ENiCrMo-2	Nickel-Chromium-Molybdenum Alloy	B 435	N06002
ENiCrMo-3	Nickel-Chromium-Molybdenum Alloy	B 443, B 446	N06625
ENiCrMo-4, 5, 7, 10, 13, 14, 19, 22	Low Carbon Nickel-Chromium-Molybdenum Alloy	B 575	N10276, N06455, N06022, N06059, N06686, N06058, N06035
ENiCrMo-6	Nickel-Chromium-Molybdenum Alloy	B 166, B 168	N06600
ENiCrMo-12	Chromium-Nickel-Molybdenum Alloy (Austenitic Stainless Steel)	A 240	S31254
ENiCrMo-17	Low Carbon Nickel-Chromium-Molybdenum Alloy	B 575	N06200
ENiCrMo-18	Nickel-Chromium-Iron-Molybdenum-Tungsten Alloy	B 446	N06650
ENiCrCoMo-1	Nickel-Chromium-Cobalt-Molybdenum Alloy	B 166, B 168	N06617
ENiCrWMo-1	Nickel-Chromium-Tungsten-Molybdenum Alloy	B 435	N06230

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

۵-۱۱-۴-۱۸: مس و آلیاژهای آن: (P no=31 to 35)

بیش از ۱۲۵ نوع آلیاژ مس تحت حدود ۱۶ شماره Spec در ASEME IX-QW422 فهرست شده اند.
پرکاربردترین این گروه برنج و برنز می باشد. در ASME IX-QW422 نیز آلیاژهای مس با شماره متریال (P no) ۳۱ تا ۳۵ مشخص شده است. فیلر و الکتروده های جوشکاری آلیاژهای مس در ASME II-C SFA5.06/5.07 مشخص شده است.

Pno=31: از ۴۱ نوع این شماره مواد به جز یک مورد که دارای ۹۷ درصد مس است مابقی دارای بیش از ۹۹/۵ درصد مس هستند. مس خالص نیز که با شماره اسپیک و گراید B/SB 283 – UNS no-C11000 در QW422 قید شده است حاوی حداقل ۹۹/۹۰ مس می باشد. کمتر از ۰/۵ درصد تشکیل دهنده آلیاژهای مذکور عناصری مانند فسفر، آرسنیک و نقره هستند.

P no:32 حدود ۳۰ نوع گراید از نوع آلیاژ مس در ASME IX-QW422 فهرست شده است. گراید های مختلف این P no از نظر درصد عناصر آلیاژی از حدود ۵۰ درصد تا بیش از ۸۵ درصد مس دارند، سایر عناصر تشکیل دهنده این آلیاژها روی، قلع و سرب می باشد. دو گراید متداول از این آلیاژ برنج و برنزهایی حاوی حدود ۶۰ درصد مس می باشد.

جدول ۵-۷۲: دو نمونه از آلیاژهای برنج و برنز

Spec.No	Type Or Grade	UNS No.	Nominal Composition
B/SB-283	Naval Brass	C46400	60Cu-39Zn-Sn
B/SB-283	Mn Bronze	C67500	59Cu-39Zn-Fe-Sn

P no:33: در اغلب آلیاژهای این شماره بیش از ۹۷ درصد مس وجود دارد، عنصر آلیاژی مهمی که نقش عمده ای در خواص این گروه آلیاژی دارد سیلیکان می باشد. یکی از شماره اسپیک هایی که به قطعات فرجینگ آلیاژهای مس می پردازد B/SB283 می باشد. گراید C65500 از اسپیک مذکور به High Si Bronze موسوم هستند.

PART UNF:
REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF NONFERROUS
MATERIALS

جدول ۵-۷۳: آلیاژ های مس با شماره مواد ۳۳ (P no =33)

Spec.No	Type Or Grade	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
B/SB-96		C65500	50(345)	97Cu-3Si	Plate, Sheet ,Strip &bar
B/SB-98		C35100	40(275)	98.5Cu-1.5Si	Rod,bar&Shapes
B/SB-98		C65500	52(360)	97Cu-3Si	Rod,bar&Shapes
B/SB-98		C66100	52(360)	94Cu-3Si	Rod,bar&Shapes
B/SB-283	High Si Bronze	C65500	52(360)	97Cu-3Si	Forgings
B/SB-315		C65500	50(345)	97Cu-3Si	Smls.Pipe &tube

P no:34 : این شماره اغلب آلیاژهای مس و نیکل هستند. با توجه به گراید بین ۷۰ تا ۹۵ درصد مس و ۵ تا ۳۰ درصد نیکل هستند. آلیاژ ۷۰ درصد مس، ۳۰ درصد نیکل مربوط به P no:34 در جدول ۵-۷۴ قید شده است.

جدول ۵-۷۴: آلیاژ های ۷۰ درصد مس ، ۳۰ درصد نیکل

Spec.No	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Production Form
B/SB-111	C71500	52(360)	Smls.tube
B/SB-171	C71500	45(310)	Plate & Sheet >2.5in-5in.(64mm-127mm)incl
B/SB-171	C71500	50(345)	Plate & Sheet ≤2.5in.(64mm)
B/SB-359	C71500	52(360)	Smls.Tube
B/SB-395	C71500	52(360)	Smls.Tube
B/SB-466	C71500	52(360)	Smls.Pipe &tube
B/SB-467	C71500	45(310)	Welded Pipe >4.5in.(114mm)O.D
B/SB-467	C71500	50(345)	Welded Pipe >4.5in.(114mm)O.D
B/SB-543	C71500	52(360)	Welded Tube
B/SB-956	C71500	52(360)	Finned Welded Tube

PART UHA

REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED

OF

HIGH ALLOY STEEL

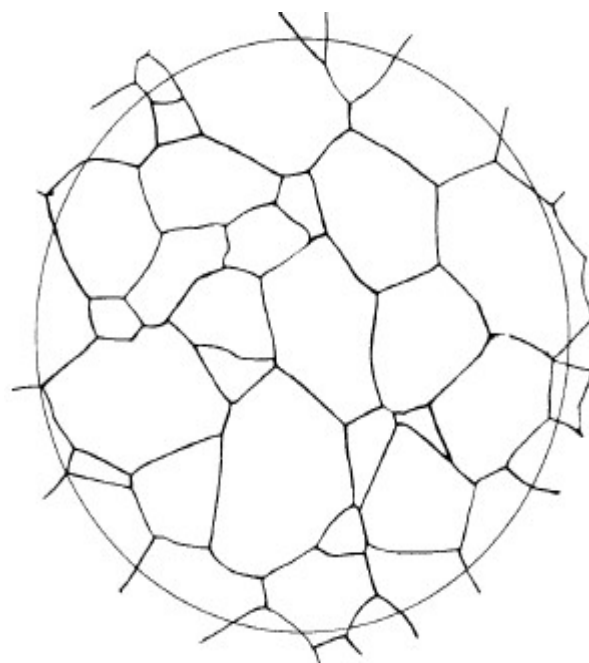
متربال با شماره مواد ۸ (P no=8)

تعدادی از فولاد های ضد زنگ آستنییتی (P no=8)

Flange and Forge A/SA182	Pipe A/SA312	Plate A/SA240	Wrought Fitting A/SA403	Tub A/SA213
F304	TP304	TP304	WP304	TP304
F304L	TP304L	TP304L	WP304L	TP304L
F304H	TP304H	TP304H	WP304H	TP304H
F316	TP316	TP316	WP316	TP316
F347	TP347	TP347	WP347	WP347
F310	TP310	TP310	WP310	WP310
F309H	TP309H	TP309H	WP309H	WP309H

متربال با شماره مواد ۸ (P no=8)

Table UHA-32-3 Postweld Heat Treatment Requirements for High Alloy Steels — P-No. 8				
Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UHA-32(d)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-No. 8 Gr. Nos. 1, 2, 3, 4	...	...	...	...
GENERAL NOTE: Postweld heat treatment is neither required nor prohibited for joints between austenitic stainless steels of the P-No. 8 group. See Nonmandatory Appendix UHA-A .				



تهیه و ارایه : یوسف اکبری

متربال با شماره مواد ۶ (P no6)

این شماره مواد مربوط به فولاد های ضد زنگ مارتنزیتی و به صورت محدود چند گراید از فولاد های ضد زنگ فریتی می باشد. که ۳۰ گراید آن در QW422 فهرست شده اند. دارای چهار شماره گروه می باشند. از خواص مهم این گروه مقاومت به سایش و خوردگی می باشد. دارای چهار گروه می باشند.

فولاد ضد زنگ مارتنزیتی دارای شمار مواد ۶ (P no=6) و شماره گروه ۱ (Group no=1)

Spec.No	Type Or Grade	UNS No.	Minimum Specified Tensile Ksi(Mpa)	Nominal Composition	Production Form
A/SA-182	F6a, Cl.1	S41000	70(485)	13Cr	Forgings
A/SA-240	Type 410	S41000	65(450)	13Cr	Plate, Sheet & Strip
A/SA-268	TP410	S41000	60(415)	13Cr	Smls.&Welded tube
A/SA-276	TP410	S41000	70(485)	13Cr	Bar
A/SA-479	403	S40300	70(485)	12Cr	Bars&Shapes
A/SA-479	410	S41000	70(485)	13Cr	Bars&Shapes

Table UHA-32-1
Postweld Heat Treatment Requirements for High Alloy Steels — P-No. 6

Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UHA-32(d)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-No. 6 Gr. Nos. 1, 2, 3	1,400 (760)	1 hr/in. (25 mm), 15 min minimum	2 hr plus 15 min for each additional inch (25 mm) over 2 in. (50 mm)	2 hr plus 15 min for each additional inch (25 mm) over 2 in. (50 mm)

GENERAL NOTES:

- (a) Postweld heat treatment is not required for vessels constructed of Type 410 material for SA-182 Grade F6a, SA-240, SA-268, and SA-479 with carbon content not to exceed 0.08% and welded with electrodes that produce an austenitic chromium-nickel weld deposit or a non-air-hardening nickel-chromium-iron weld deposit, provided the nominal thickness does not exceed $\frac{3}{8}$ in. (10 mm), and for nominal thicknesses over $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) to $1\frac{1}{2}$ in. (38 mm) provided a preheat of 450°F (230°C) is maintained during welding and that the joints are completely radiographed.
- (b) Postweld heat treatment shall be performed as prescribed in UW-40 and UCS-56(e).

متربال با شماره مواد 7 (P no7)

در API RP 582-2009 این نوع آلیاژها با عنوان فولاد های ضد زنگ فریتی حاوی ۱۱ تا ۱۸ درصد کرم معرفی شده اند. درارای دو شماره گروه هستند و جمعا ۲۶ گراید از فولاد ها در QW422 فهرست شده است.

Table UHA-32-2 Postweld Heat Treatment Requirements for High Alloy Steels — P-No. 7				
Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UHA-32(d)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-No. 7 Gr. Nos. 1, 2	1,350 (730)	1 hr/in. (25 mm), 15 min minimum	2 hr plus 15 min for each additional inch (25 mm) over 2 in. (50 mm)	2 hr plus 15 min for each additional inch (25 mm) over 2 in. (50 mm)
GENERAL NOTES:				
(a) Postweld heat treatment is not required for vessels constructed of SA-1010 UNS S41003 Type 405, Type 410S, or Type 430 Ti materials for SA-240 and SA-268 with carbon content not to exceed 0.08%, welded with electrodes that produce an austenitic-chromium-nickel weld deposit or a non-air-hardening nickel-chromium-iron weld deposit, provided the nominal thickness does not exceed $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) and for thicknesses over $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) to $1\frac{1}{2}$ in. (38 mm) provided a preheat of 450°F (230°C) is maintained during welding and that the joints are completely radiographed.				
(b) Postweld heat treatment shall be performed as prescribed in UW-40 and UCS-5-6(e) except that the cooling rate shall be a maximum of 100°F/hr (56°C/h) in the range above 1,200°F (650°C) after which the cooling rate shall be sufficiently rapid to prevent embrittlement.				
(c) Postweld heat treatment is not required for vessels constructed of Grade TP XM-8 material for SA-268 and SA-479 or of Grade TP 18Cr-2Mo for SA-240 and SA-268.				

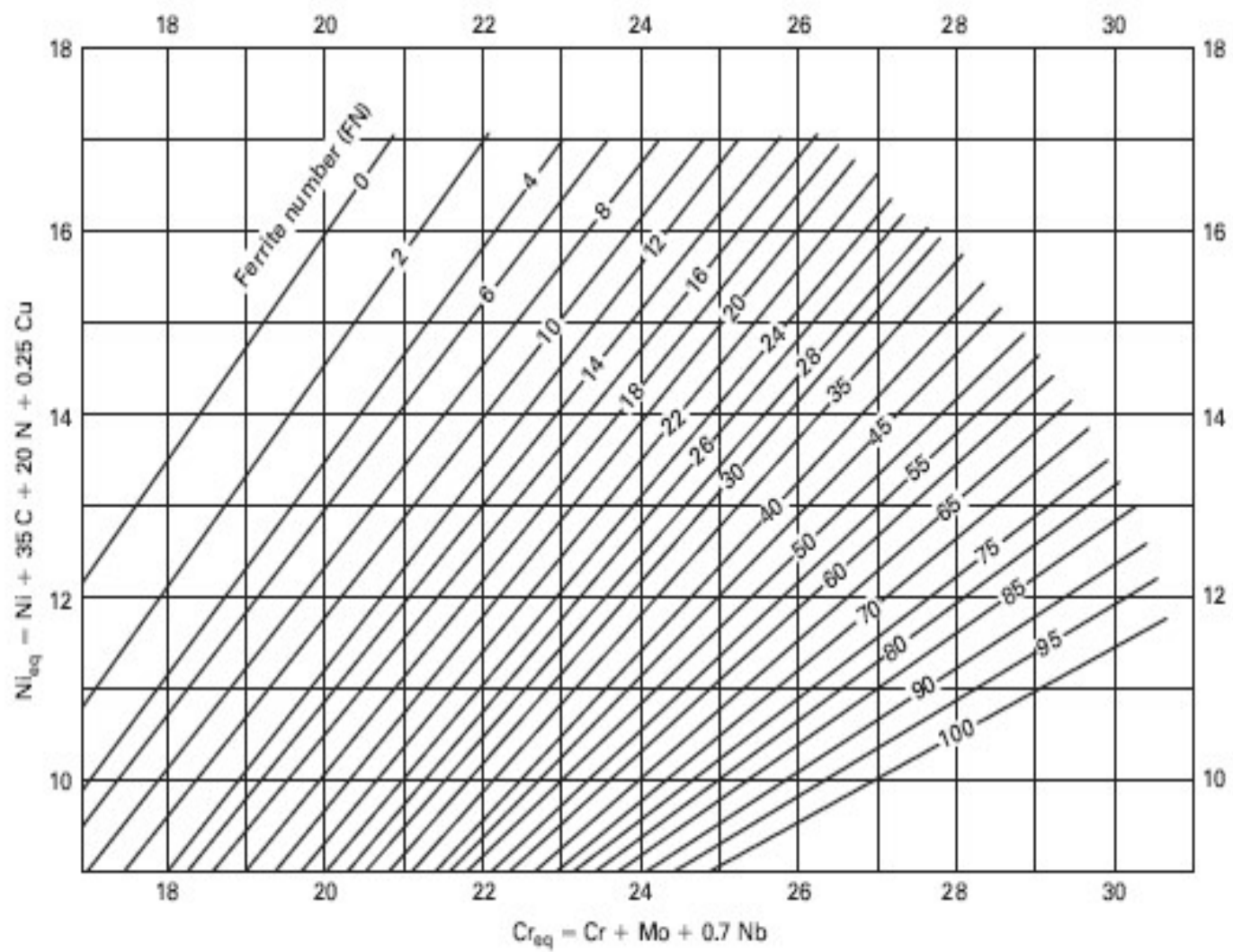
متریال با شماره مواد 10H (P no=10H)

شماره مواد 10H فولاد های ضد زنگ آستنیتی -فریتی (دوفازی ^{۲۹}) هستند. حداقل استحکام شکست اسمی آنها بین 87ksi تا 115ksi می باشد. این نوع آلیاژ ها دارای درصد کرم بین ۱۸ تا ۲۹، مولیبدن بین ۱/۵ تا ۴/۵، و نیکل بین ۳ تا ۸ درصد می باشند. حدود ۹۰ گراید از این نوع فولاد در ASME IX-QW422 فهرست شده است.

Table UHA-32-4 Postweld Heat Treatment Requirements for High Alloy Steels — P-No. 10H				
Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UHA-32(d)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-No. 10H Gr. No. 1	...	...	...	...
GENERAL NOTE: For the austenitic-ferritic wrought or cast duplex stainless steels listed below, postweld heat treatment is neither required nor prohibited, but any heat treatment applied shall be performed as listed below and followed by liquid quenching or rapid cooling by other means:				
Alloy	Postweld Heat Treatment Temperature, °F (°C)			
J93345	2,050 min. (1 120 min.)			
J93380	2,010 min. (1 100 min.)			
S31200, S31803, and S32550	1,900 min. (1 040 min.)			
S31260	1,870–2,010 (1 020–1 100)			
S31500	1,785–1,875 (975–1 025)			
S32101	1,870 min. (1 020 min.)			
S32202	1,800–1,975 (980–1 080)			
S32205	1,870–2,010 (1 020–1 100)			
S32304	1,800 min. (980 min.)			
S32750	1,880–2,060 (1 025–1 125)			
S32760	2,010–2,085 (1 100–1 140)			
S32900 (0.08 max. C)	1,725–1,775 (940–970)			
S32950	1,825–1,875 (995–1 025)			
S39274	1,925–2,100 (1 050–1 150)			

متربال با شماره مواد (P no=10I, 10J, 10K) 10I, 10J, 10K

این سه شماره مواد فولاد های ضد زنگ با درصد فریت بالا می باشند. و در برخی از استانداردها و توصیه های فنی این نوع آلیاژ ها به فولاد های ضد زنگ ابر فریت ^[۱] موسوم هستند. با توجه به درصد کرم برای این نوع فولاد ها در ASME IX- QW422 سه P no تعریف شده است.



PART UCI REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF CAST IRON

✓ ظروف تحت فشار از جنس چدن شکننده و دارای درصد طول کمتر از ۱۵ درصد هستند.

✓ ظروف تحت فشار از جنس چدن برای سرویس های سمی ، بویلر ها استفاده نشوند.

✓ محدودیت هایی که از نظر دما و فشار در UCI-3 گفته شده است رعایت شود.

PART UCI:

REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF CAST IRON

Table UCI-23
Maximum Allowable Stress Values in Tension for Cast Iron

Spec. No.	Class	Specified Min. Tensile Strength, ksi (MPa)	Maximum Allowable Stress, ksi (MPa), for Metal Temperature Not Exceeding		Ext. Press. Chart Fig. No. [Note (1)]
			450°F (230°C) and Colder	650°F (345°C)	
SA-667	...	20 (138)	2.0 (13.8)	...	CI-1
SA-278	20	20 (138)	2.0 (13.8)	...	CI-1
SA-278	25	25 (172)	2.5 (17.2)	...	CI-1
SA-278	30	30 (207)	3.0 (20.7)	...	CI-1
SA-278	35	35 (241)	3.5 (24.1)	...	CI-1
SA-278	40	40 (276)	4.0 (27.6)	4.0 (27.6)	CI-1
SA-278	45	45 (310)	4.5 (31.0)	4.5 (31.0)	CI-1
SA-278	50	50 (345)	5.0 (34.5)	5.0 (34.5)	CI-1
SA-47	(Grade 3-2510)	50 (345)	5.0 (34.5)	5.0 (34.5)	CI-1
SA-278	55	55 (379)	5.5 (37.9)	5.5 (37.9)	CI-1
SA-278	60	60 (414)	6.0 (41.4)	6.0 (41.4)	CI-1
SA-476	...	80 (552)	8.0 (55.2)	...	CI-1
SA-748	20	16 (110)	1.6 (11.0)	...	CI-1
SA-748	25	20 (138)	2.0 (13.8)	...	CI-1
SA-748	30	24 (165)	2.4 (16.5)	...	CI-1
SA-748	35	28 (193)	2.8 (19.3)	...	CI-1

NOTE:

(1) Figure CI-1 is contained in Section II, Part D, Subpart 3.

PART UCI:

REQUIREMENTS FOR PRESSURE VESSELS CONSTRUCTED OF CAST IRON

Table UCI-78.1

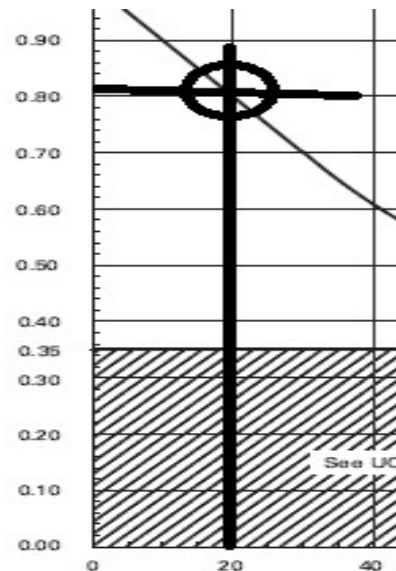
NPS Plug or Equivalent	Minimum Thickness of Repaired Section,
	in. (mm)
$\frac{1}{8}$	$\frac{11}{32}$ (9)
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$ (11)
$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$ (13)
$\frac{1}{2}$	$\frac{21}{32}$ (17)
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$ (19)
1	$\frac{13}{16}$ (21)
$1\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8}$ (22)
$1\frac{1}{2}$	$\frac{15}{16}$ (24)
2	1 (25)

Summery

ASME VIII-Div-2

ASME VIII-Div-2-Art3

3.11.2.5



Stress ratio And Impact Test

$$R_{ts} = \frac{t_r E^*}{t_n - CA} \quad (\text{Thickness Basis})$$

$$R_{ts} = \frac{S^* E^*}{SE} \quad (\text{Stress Basis})$$

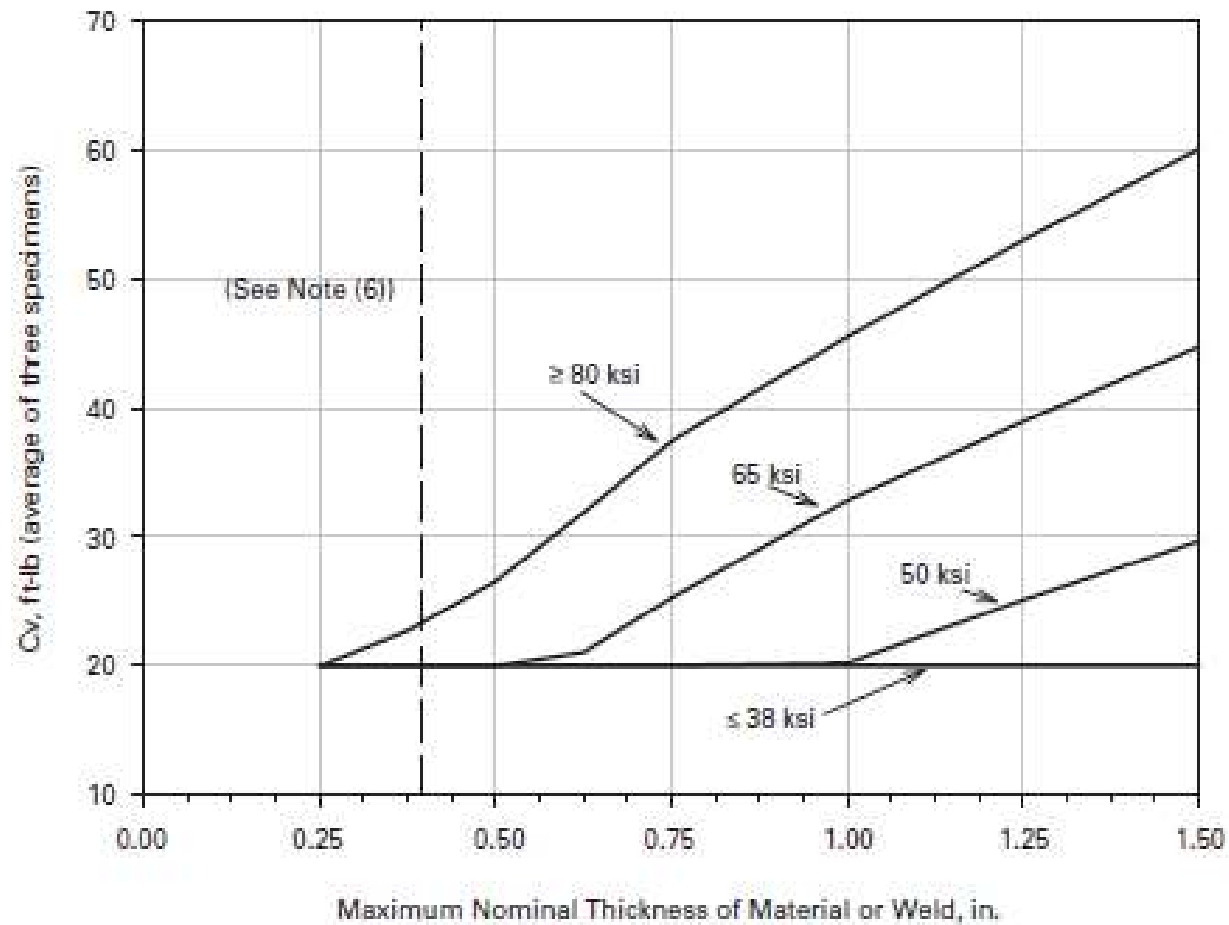
$$R_{ts} = \frac{P_a}{P_{rating}} \quad (\text{Pressure - Temperature Rating Basis})$$

$$T_R = \frac{\left(-27.20656 - 76.98828 R_{ts} + 103.0922 R_{ts}^2 + 7.433649 (10)^{-3} S_y \right)}{\left(1 - 1.986738 R_{ts} - 1.758474 (10)^{-2} S_y + 6.479033 (10)^{-5} S_y^2 \right)} \quad (^\circ F, ksi)$$

$$MDMT = MDMT_{STEP3} - T_R$$

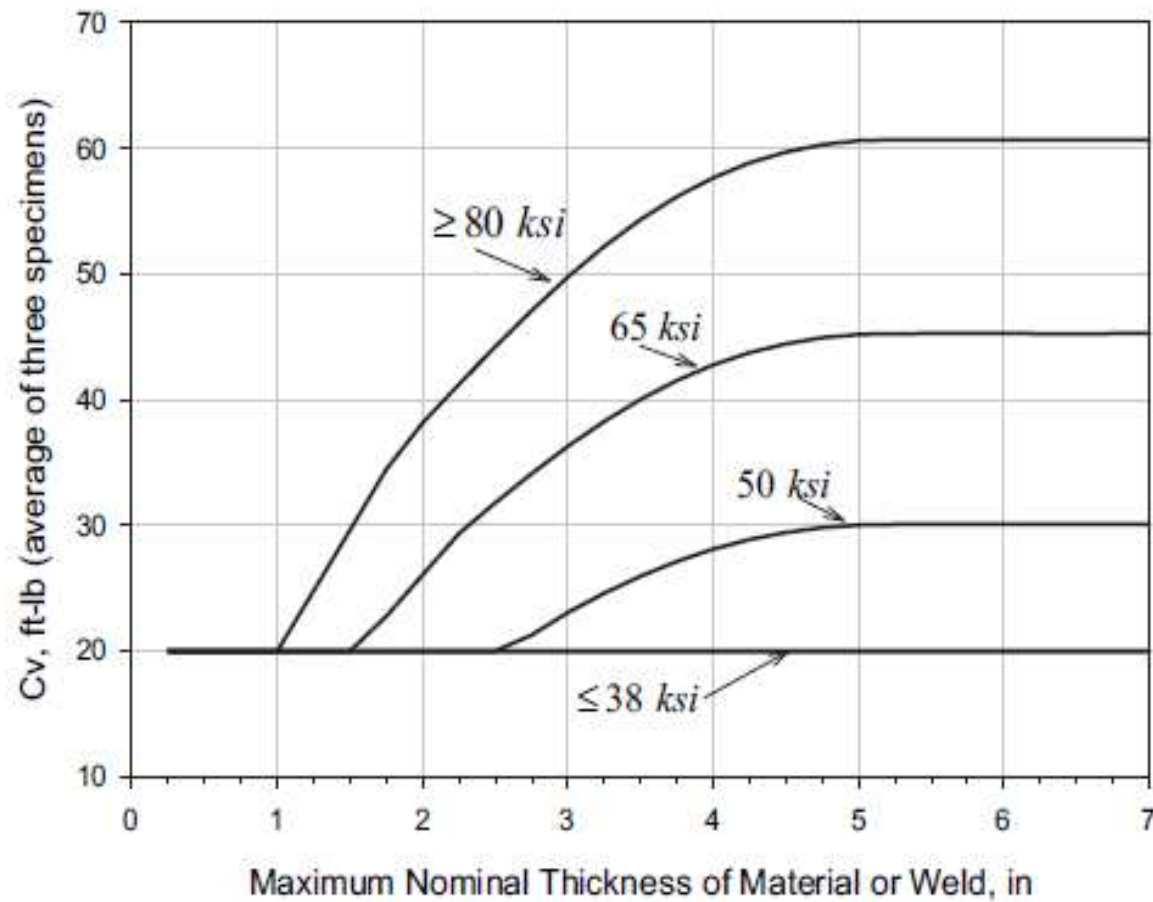
ASME VIII-Div-2-Art3

Figure 3.3
Charpy V-Notch Impact Test Requirements for Full-Size Specimens for Carbon and Low Alloy Steels as
a Function of the Minimum Specified Yield Strength – Parts Not Subject to PWHT



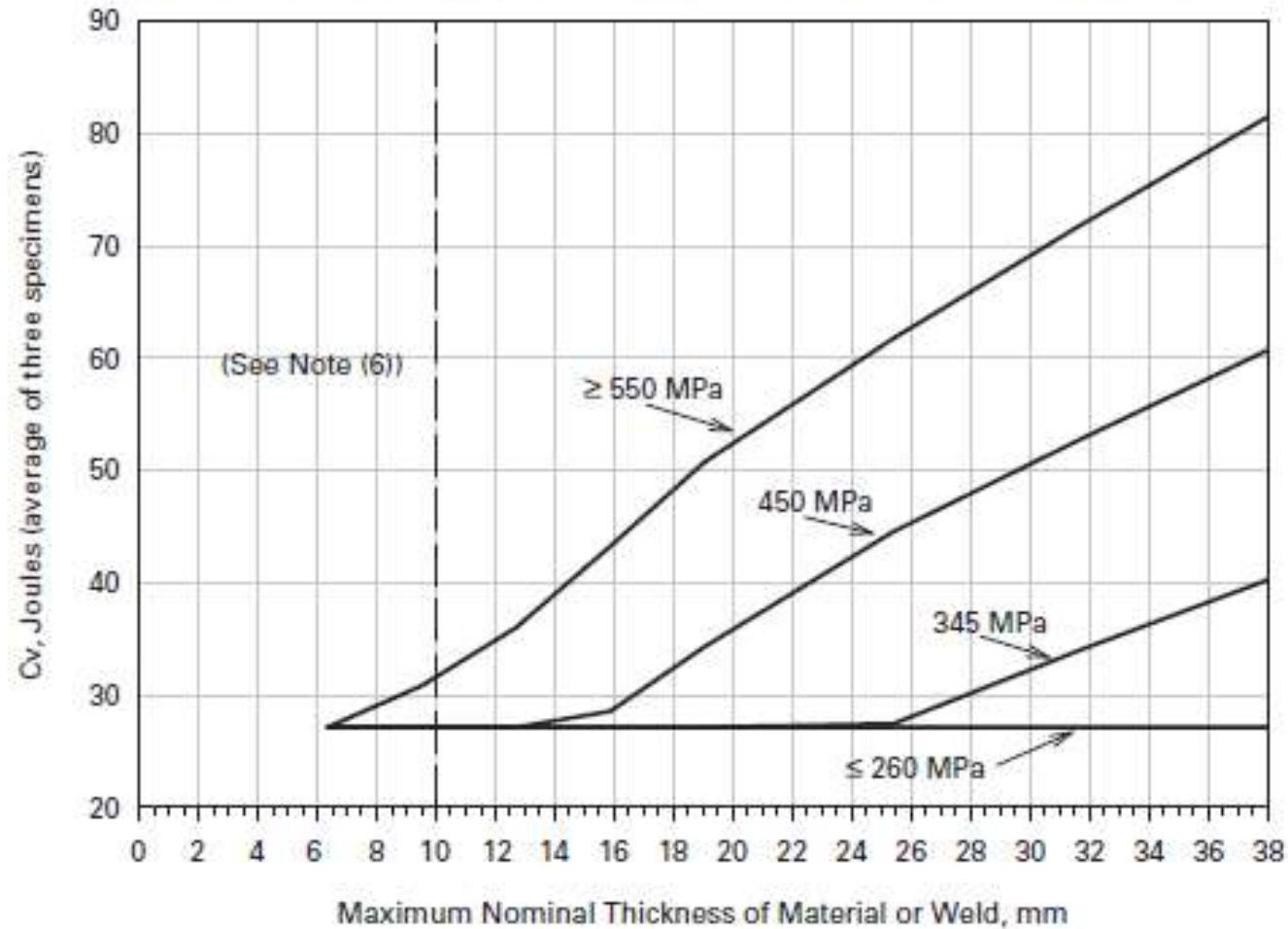
ASME VIII-Div-2-Art3

Charpy V-Notch Impact Test Requirements for Full-Size Specimens for Carbon and Low Alloy Steels as a Function of the Minimum Specified Yield Strength – Parts Subject to PWHT



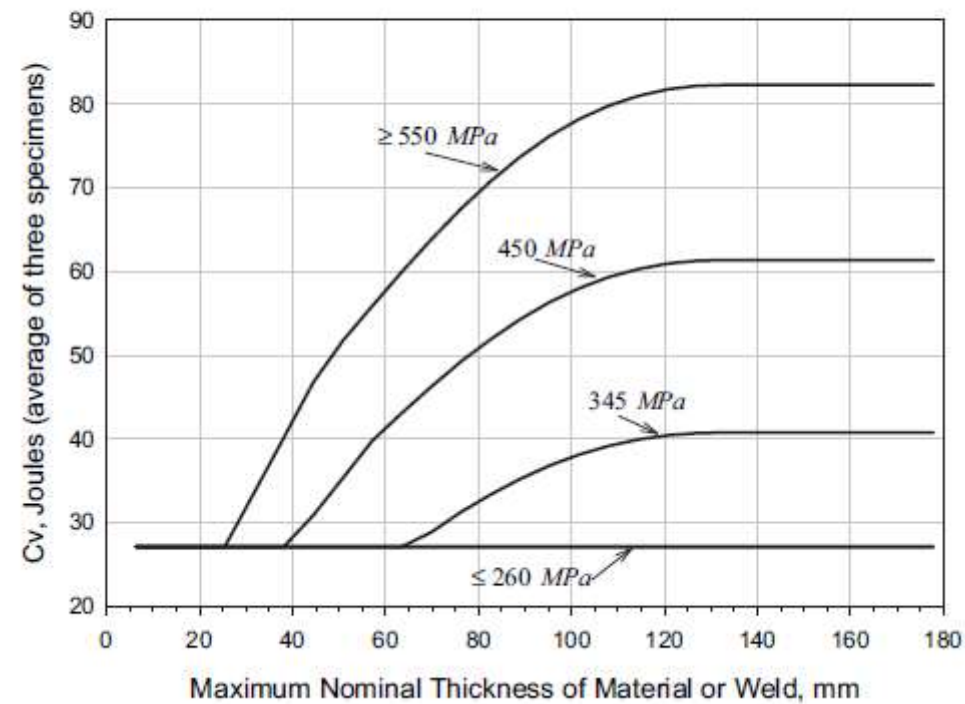
ASME VIII-Div-2-Art3

Figure 3.3M
Charpy V-Notch Impact Test Requirements for Full-Size Specimens for Carbon and Low Alloy Steels as
a Function of the Minimum Specified Yield Strength – Parts Not Subject to PWHT



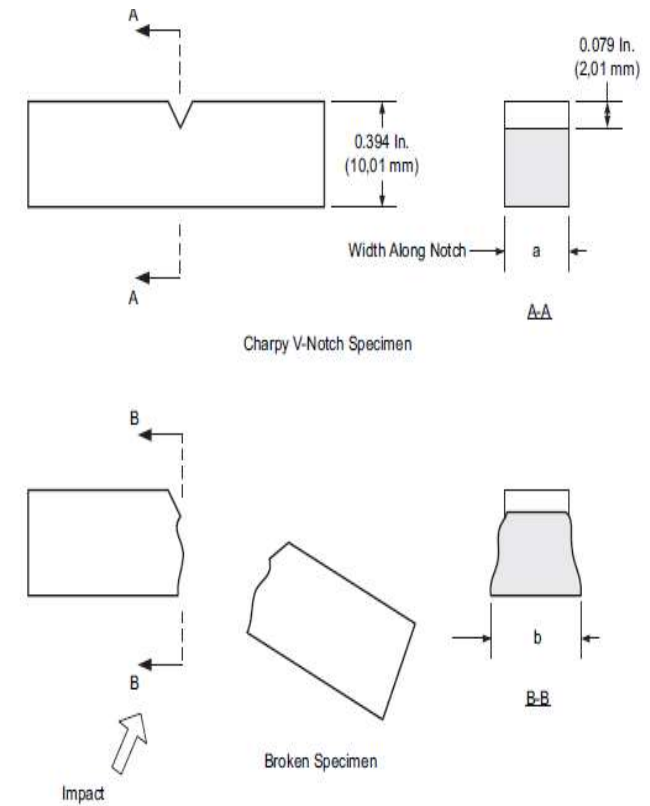
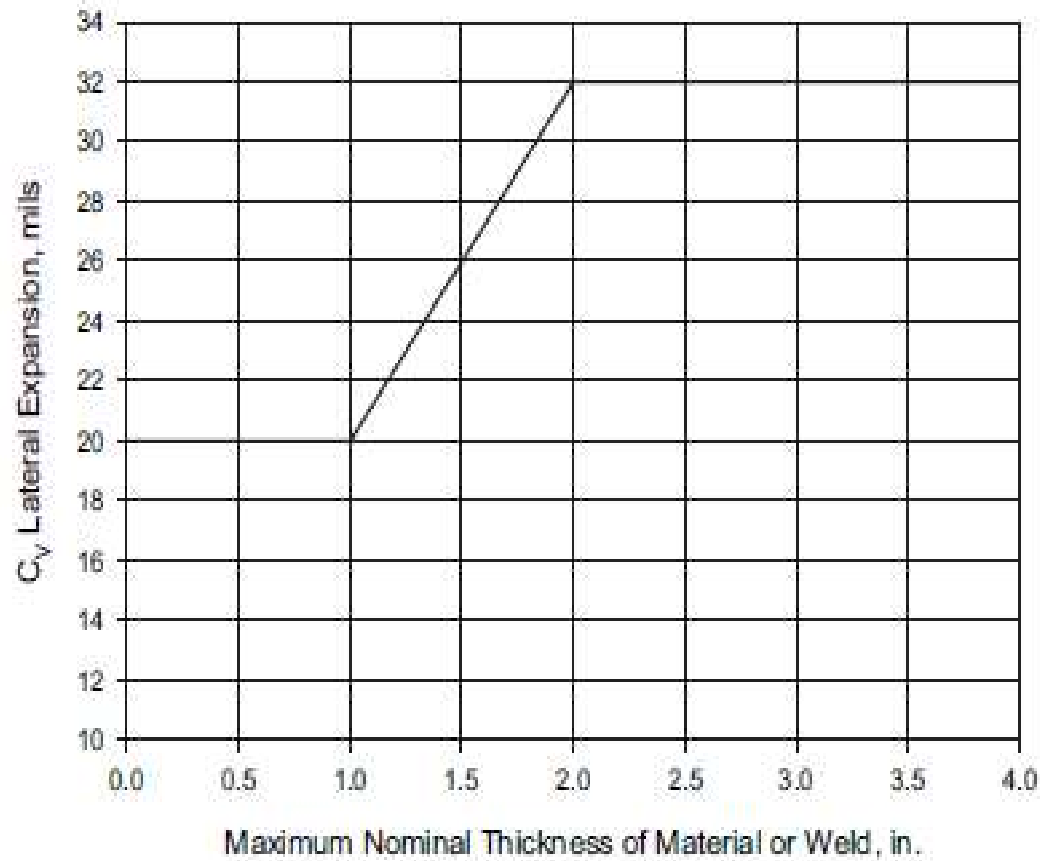
ASME VIII-Div-2-Art3

Figure 3.4M
Charpy V-Notch Impact Test Requirements for Full-Size Specimens for Carbon and Low Alloy Steels as
a Function of the Minimum Specified Yield Strength – Parts Subject to PWHT

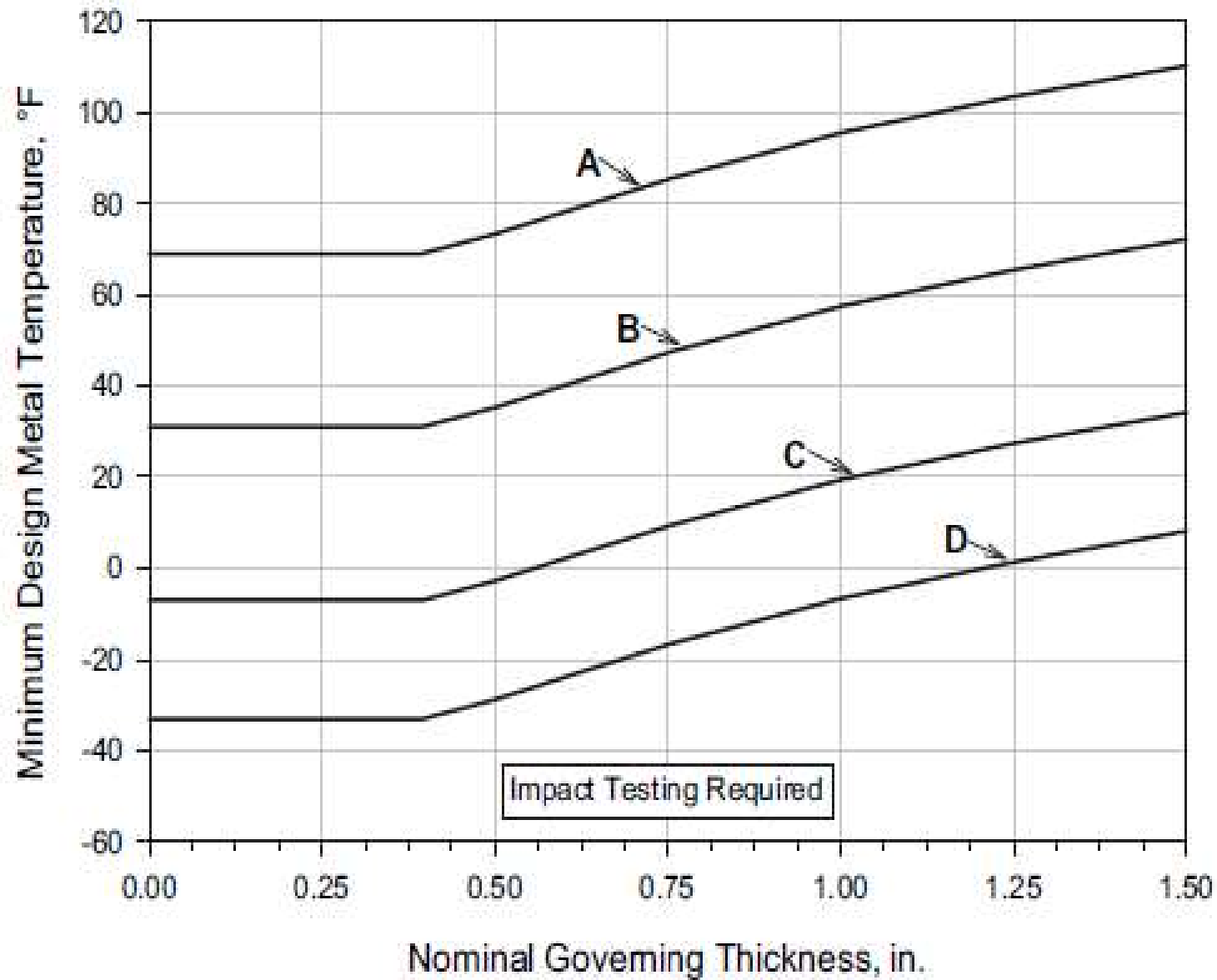


ASME VIII-Div-2-Art3

Figure 3.6
Lateral Expansion Requirements

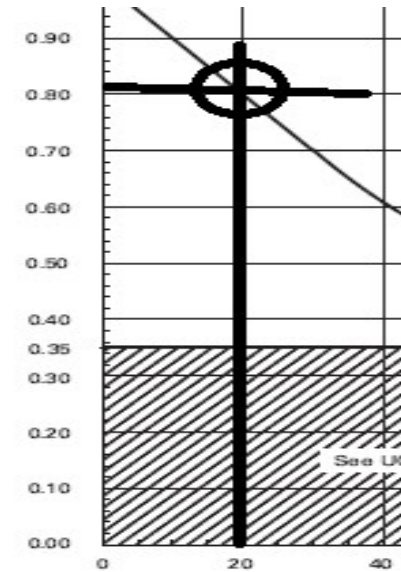
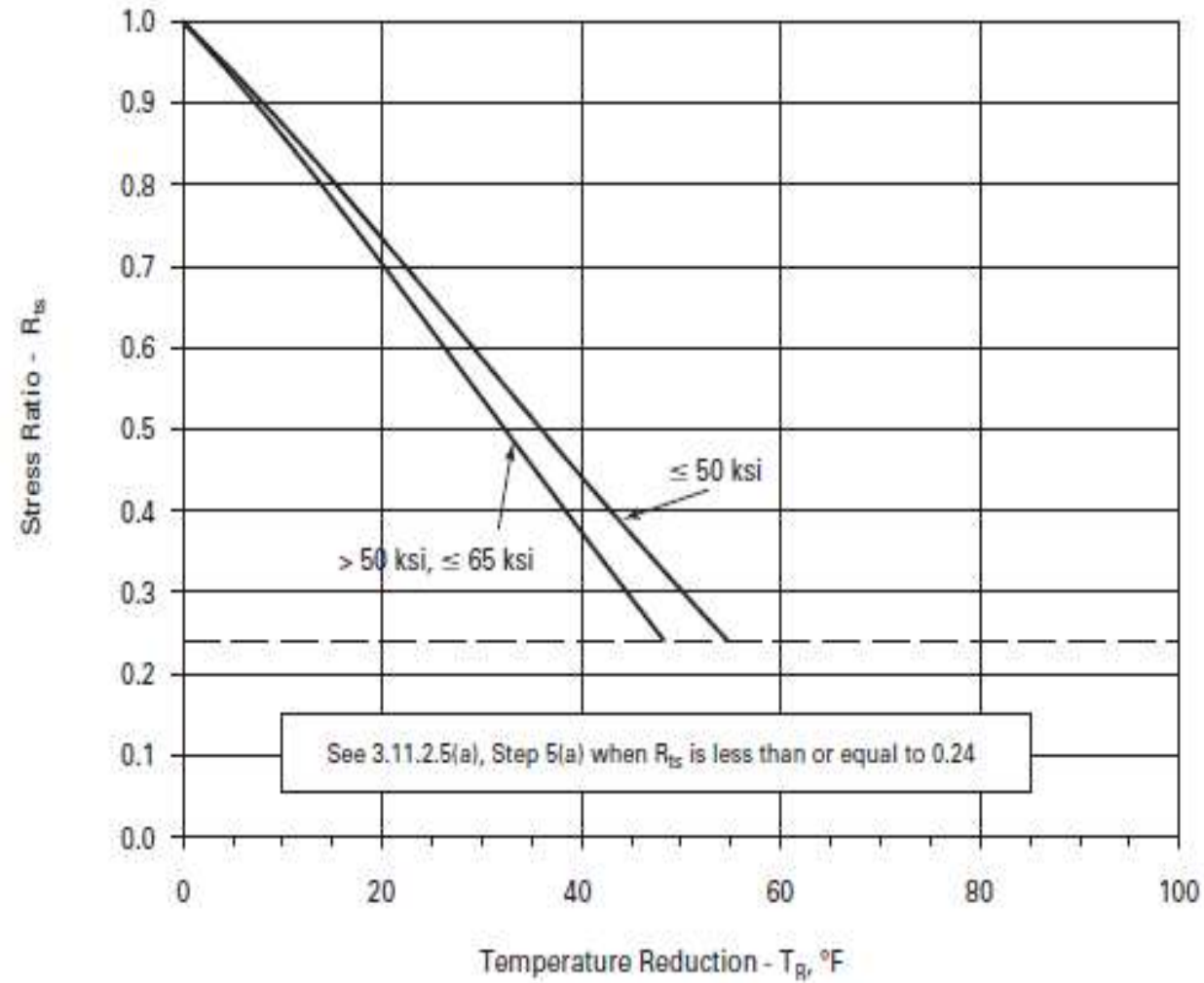


ASME VIII-Div-2-Art3



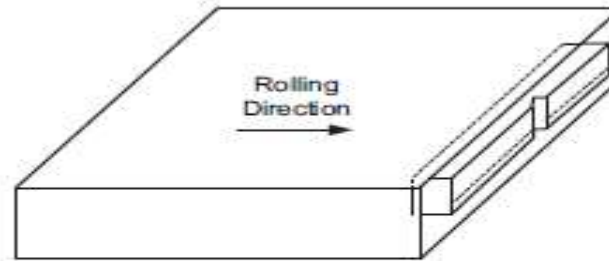
ASME VIII-Div-2-Art3

Figure 3.12
Reduction in the MDMT Without Impact Testing – Parts Not Subject to PWHT

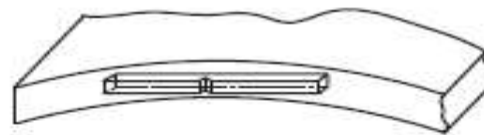


ASME VIII-Div-2-Art3

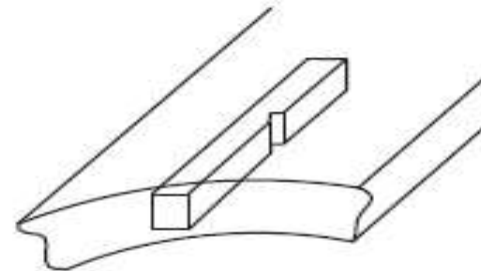
Figure 3.14
Orientation and Location of Transverse Charpy V-Notch Specimens



(a) Charpy V-Notch Specimens From Plate

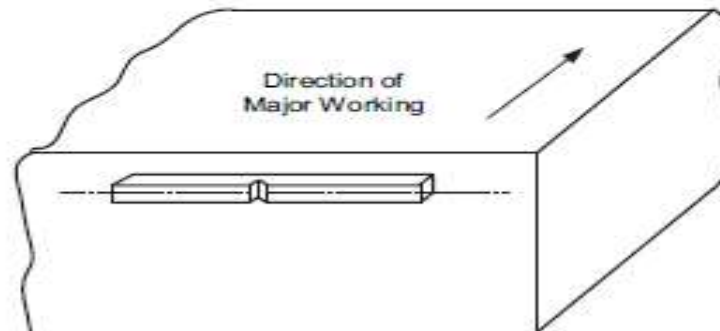


(b-1)



(b-2)

(b) Charpy V-Notch Specimens From Pipe



تهیه و ارایه : یوسف اکبری

Example1

4.1.2 Example E4.1.2 – Required Wall Thickness of a Hemispherical Head

Determine the required thickness for a hemispherical head at the bottom of a vertical vessel considering the following design conditions. All Category A joints are Type 1 butt welds and have been 100% radiographically examined.

Vessel Data:

- Material = SA-516, Grade 70
- Design Conditions = 1650 psig @ 300°F
- Liquid Head = 60 ft
- Liquid Specific Gravity = 0.89
- Inside Diameter = 96.0 in
- Corrosion Allowance = 0.125 in
- Allowable Stress = 20000 psi
- Weld Joint Efficiency = 1.0

The design pressure used to establish the wall thickness must be adjusted in accordance with paragraph UG-21.

$$\text{Design Pressure} = \text{Specified Design Pressure} + \gamma gh$$

$$\text{Design Pressure} = 1650 + \frac{0.89(62.4)(60)}{144} = 1673.140 \text{ psig}$$

Section VIII, Division 1 Solution

In accordance with UG-32(f), determine the required thickness of the bottom hemispherical head.

$$t = \frac{PL}{2SE - 0.2P}$$

$$L = \frac{96.0 + 2(\text{Corrosion Allowance})}{2} = \frac{96.0 + 2(0.125)}{2} = 48.125 \text{ in}$$

$$t = \frac{1673.14(48.125)}{2(20000)(1.0) - 0.2(1673.14)} = 2.03 \text{ in}$$

$$t = 2.03 + \text{Corrosion Allowance} = 2.03 + 0.125 = 2.155 \text{ in}$$

The required thickness of the bottom head is 2.155 in

Section VIII, Division 2 Solution Using VIII-1 Allowable Stresses

In accordance with Part 4, paragraph 4.3.5, determine the required thickness of the bottom hemispherical head. Similarly, the design pressure used to establish the wall thickness must be adjusted for the liquid head in accordance with Part 4, paragraph 4.1.5.2.a as shown above.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{0.5P}{SE} \right] - 1 \right)$$

$$D = 96.0 + 2(\text{Corrosion Allowance}) = 96.0 + 2(0.125) = 96.25 \text{ in}$$

$$t = \frac{96.25}{2} \left(\exp \left[\frac{0.5(1673.14)}{20000(1.0)} \right] - 1 \right) = 2.0557 \text{ in}$$

$$t = 1.8313 + \text{Corrosion Allowance} = 2.0557 + 0.125 = 2.1807 \text{ in}$$

The required thickness of the bottom head is 2.1807 in.

4.15.1 Example E4.15.1 - Horizontal Vessel with Zick's Analysis

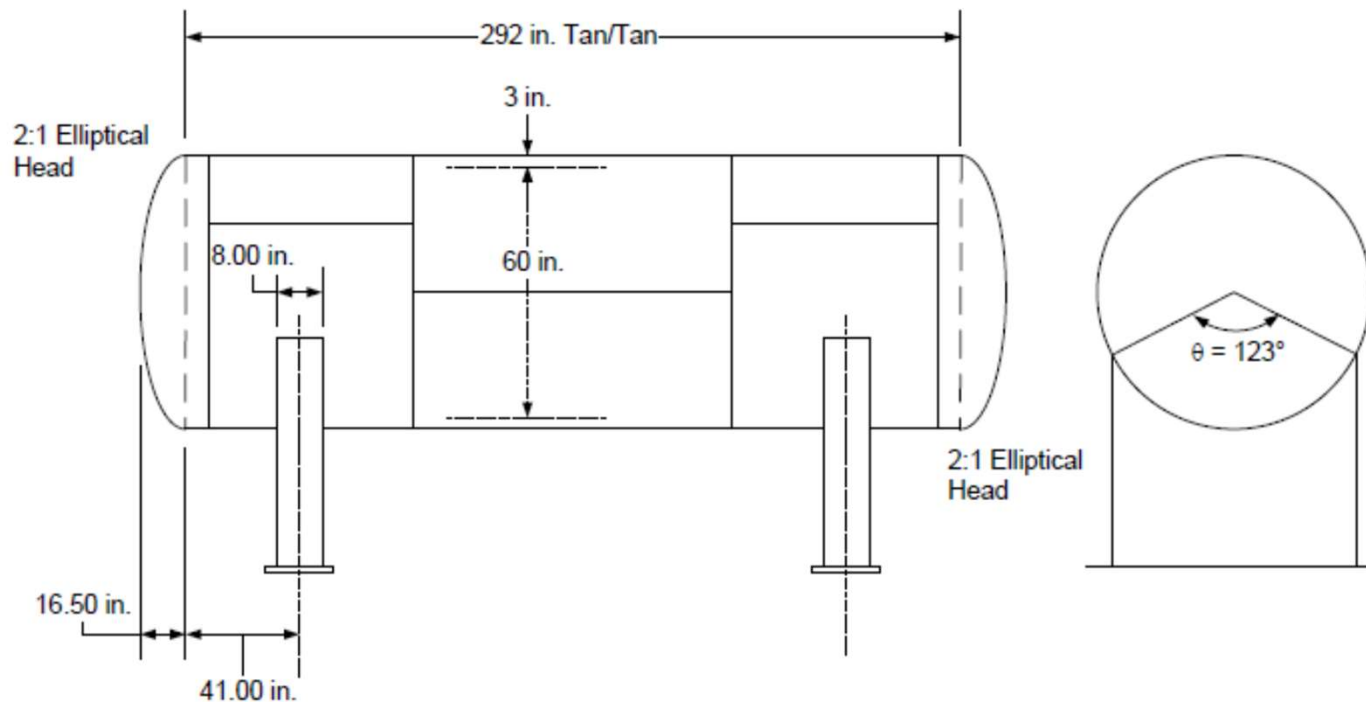


Figure E4.15.1 – Saddle Details

4.15 Supports and Attachments

4.15.1 Example E4.15.1 - Horizontal Vessel with Zick's Analysis

Determine if the stresses in the horizontal vessel induced by the proposed saddle supports are within acceptable limits. The vessel is supported by two symmetric equally spaced saddles welded to the vessel, without reinforcing plates or stiffening rings. All Category A and B joints are Type 1 butt welds and have been 100% radiographically examined. See Figure E4.15.1

Vessel Data:

• Material	=	SA-516, Grade 70
• Design Conditions	=	2074 psig @ 175°F
• Outside Diameter	=	66.0 in
• Thickness	=	3.0 in
• Corrosion Allowance	=	0.125 in
• Formed Head Type	=	2:1 Elliptical
• Head Height (Based on OD)	=	16.5 in
• Allowable Stress	=	20000 psi
• Weld Joint Efficiency	=	1.0
• Shell Tangent to Tangent Length	=	292.0 in

Saddle Data:

• Material	=	SA-516, Grade 70
• Saddle Center Line to Head Tangent Line	=	41.0 in
• Saddle Contact Angle	=	123.0 deg
• Width of Saddles	=	8.0 in
• Vessel Load per Saddle	=	50459.0 lbs

Adjust the vessel inside diameter and thickness by the corrosion allowance.

$$ID = ID + 2(\text{Corrosion Allowance}) = 60.0 + 2(0.125) = 60.25 \text{ in}$$

$$t = t - \text{Corrosion Allowance} = 3.0 - 0.125 = 2.875 \text{ in}$$

$$R_m = \frac{OD + ID}{4} = \frac{66.0 + 60.25}{4} = 31.5625 \text{ in}$$

Section VIII, Division 1 Solution

VIII-1 does not provide rules for saddle supported vessels. However, UG-22 requires consideration of such loadings and the provisions of U-2(g) apply. This example provides one possible method of satisfying U-2(g); however, other methods may also be deemed acceptable by the Manufacturer and accepted by the Authorized Inspector.

Zick's analysis is one of the accepted analysis procedures for determining the stresses in the shell of a horizontal drum support on two saddle supports. The Zick's analysis procedure is provided in VIII-2, paragraph 4.15.3, and this procedure will be used in this example problem.

VIII-2, paragraph 4.15.3.1, Application of Rules

- a) The stress calculation method is based on linear elastic mechanics and covers modes of failure by excessive deformation and elastic instability.
- b) Saddle supports for horizontal vessels shall be configured to provide continuous support for at least one-third of the shell circumference, or $\theta = 120.0 \text{ deg}$.

Since $\{\theta = 123.0 \text{ deg}\} \geq \{\theta_{req} = 120.0 \text{ deg}\}$ the geometry is acceptable.

VIII-2, paragraph 4.15.3.2, Moment and Shear Force

The vessel is composed of a cylindrical shell with formed heads at each end that is supported by two equally spaced saddle supports. The moment at the saddle, M_1 , the moment at the center of the vessel, M_2 , and the shear force at the saddle, T , may be computed if the distance between the saddle centerline and head tangent line satisfies the following limit.

$$\{a = 41.0 \text{ in}\} \leq \{0.25L = 0.25(292.0) = 73.0 \text{ in}\} \quad \text{Satisfied}$$

Bending Moment at the Saddle

$$M_1 = -Qa \left(1 - \frac{1 - \frac{a}{L} + \frac{R_m^2 - h_2^2}{2aL}}{1 + \frac{4h_2}{3L}} \right)$$

$$M_1 = -(50459.0)(41.0) \left(1 - \frac{1 - \left(\frac{41.0}{292.0}\right) + \frac{(31.5625)^2 - (16.5)^2}{2(41.0)(292.0)}}{1 + \frac{4(16.5)}{3(292.0)}} \right) = -356913.7 \text{ in-lbs}$$

Bending Moment at the Center of the Vessel

$$M_2 = \frac{QL}{4} \left(\frac{1 + \frac{2(R_m^2 - h_2^2)}{L^2}}{1 + \frac{4h_2}{3L}} - \frac{4a}{L} \right)$$

$$M_2 = \frac{50459.0(292.0)}{4} \left(\frac{1 + \frac{2[(31.5625)^2 - (16.5)^2]}{(292.0)^2}}{1 + \frac{4(16.5)}{3(292.0)}} - \frac{4(41.0)}{292.0} \right) = 1414775.7 \text{ in-lbs}$$

Shear Force at the Saddle

$$T = \frac{Q(L-2a)}{L + \frac{4h_2}{3}} = \frac{50459.0[292.0 - 2(41.0)]}{292.0 + \frac{4(16.5)}{3}} = 33746.5 \text{ lbs}$$

VIII-2, paragraph 4.15.3.3, Longitudinal Stress

- a) The longitudinal membrane plus bending stresses in the cylindrical shell between the supports are given by the following equations.

At the top of shell:

$$\sigma_1 = \frac{PR_m}{2t} - \frac{M_2}{\pi R_m^2 t} = \frac{2074(31.5625)}{2(2.875)} - \frac{1414775.7}{\pi(31.5625)^2(2.875)} = 11227.2 \text{ psi}$$

Note: A load combination that includes zero internal pressure and the vessel full of contents would provide the largest compressive stress at the top of the shell, and should be checked as part of the design.

At the bottom of the shell:

$$\sigma_2 = \frac{PR_m}{2t} + \frac{M_2}{\pi R_m^2 t} = \frac{2074(31.5625)}{2(2.875)} + \frac{1414775.7}{\pi(31.5625)^2(2.875)} = 11541.7 \text{ psi}$$

- b) The longitudinal stresses in the cylindrical shell at the support location are given by the following equations. The values of these stresses depend on the rigidity of the shell at the saddle support. The cylindrical shell may be considered as suitably stiffened if it incorporates stiffening rings at, or on both sides of the saddle support, or if the support is sufficiently close defined as $a \leq 0.5R_m$ to the elliptical head.

Since $\{a = 41.0 \text{ in}\} > \{0.5R_m = 0.5(31.5625) = 15.7813 \text{ in}\}$, the criterion is not satisfied.

Therefore, for an unstiffened shell, calculate the maximum values of longitudinal membrane plus bending stresses at the saddle support as follows.

At points A and B in VIII-2, Figure 4.15.5:

$$\sigma_3^* = \frac{PR_m}{2t} - \frac{M_1}{K_1 \pi R_m^2 t} = \frac{2074(31.5625)}{2(2.875)} - \frac{-356913.7}{0.1114(\pi)(31.5625)^2(2.875)}$$

$$\sigma_3^* = 11740.5 \text{ psi}$$

Where the coefficient K_1 is found in VIII-2, Table 4.15.1,

$$K_1 = \frac{\Delta + \sin \Delta \cdot \cos \Delta - \frac{2 \sin^2 \Delta}{\Delta}}{\pi \left(\frac{\sin \Delta}{\Delta} - \cos \Delta \right)} = \frac{1.4181 + \sin[1.4181] \cdot \cos[1.4181] - \frac{2 \sin^2[1.4181]}{1.4181}}{\pi \left(\frac{\sin[1.4181]}{1.4181} - \cos[1.4181] \right)}$$

$$K_1 = 0.1114$$

$$\Delta = \frac{\pi}{6} + \frac{5\theta}{12} = \frac{\pi}{6} + \frac{5 \left[(123.0) \left(\frac{\pi}{180} \right) \right]}{12} = 1.4181 \text{ rad}$$

At the bottom of the shell:

$$\sigma_4^* = \frac{PR_m}{2t} + \frac{M_1}{K_1^* \pi R_m^2 t} = \frac{2074(31.5625)}{2(2.875)} + \frac{-356913.7}{0.2003(\pi)(31.5625)^2 (2.875)}$$

$$\sigma_4^* = 11186.4 \text{ psi}$$

Where the coefficient K_1^* is found in VIII-2, Table 4.15.1,

$$K_1^* = \frac{\Delta + \sin \Delta \cdot \cos \Delta - \frac{2 \sin^2 \Delta}{\Delta}}{\pi \left(1 - \frac{\sin \Delta}{\Delta} \right)} = \frac{1.4181 + \sin[1.4181] \cdot \cos[1.4181] - \frac{2 \sin^2[1.4181]}{1.4181}}{\pi \left(1 - \frac{\sin[1.4181]}{1.4181} \right)}$$

$$K_1^* = 0.2003$$

c) Acceptance Criteria:

$$\left\{ |\sigma_1| = |11227.2| \text{ psi} \right\} \leq \left\{ SE = 20000(1.0) = 20000 \text{ psi} \right\} \quad \text{True}$$

$$\left\{ |\sigma_2| = |11541.7| \text{ psi} \right\} \leq \left\{ SE = 20000(1.0) = 20000 \text{ psi} \right\} \quad \text{True}$$

$$\left\{ |\sigma_3^*| = |11740.5| \text{ psi} \right\} \leq \left\{ SE = 20000(1.0) = 20000 \text{ psi} \right\} \quad \text{True}$$

$$\left\{ |\sigma_4^*| = |11186.4| \text{ psi} \right\} \leq \left\{ SE = 20000(1.0) = 20000 \text{ psi} \right\} \quad \text{True}$$

Since all calculated stresses are positive (tensile), the compressive stress check per VIII-2, paragraph 4.15.3.3.c.2 is not required.

VIII-2, paragraph 4.15.3.4, Shear Stresses

The shear stress in the cylindrical shell without stiffening ring(s) that is not stiffened by a formed head, $\{a = 41.0 \text{ in}\} > \{0.5R_m = 0.5(31.5625) = 15.7813 \text{ in}\}$, is calculated as follows.

$$\tau_2 = \frac{K_2 T}{R_m t} = \frac{1.1229(33746.5)}{31.5625(2.875)} = 417.6 \text{ psi}$$

Where the coefficient K_2 is found in VIII-2, Table 4.15.1,

$$K_2 = \frac{\sin \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha} = \frac{\sin[1.9648]}{\pi - (1.9648) + \sin[1.9648] \cdot \cos[1.9648]} = 1.1229$$

$$\alpha = 0.95 \left(\pi - \frac{\theta}{2} \right) = 0.95 \left(\pi - \frac{123.0 \left(\frac{\pi}{180} \right)}{2} \right) = 1.9648 \text{ rad}$$

Acceptance Criteria, where $C = 0.8$ for ferritic materials:

$$\{|\tau_2| = |417.6| \text{ psi}\} \leq \{CS = 0.8(20000) = 16000 \text{ psi}\} \text{ True}$$

Per VIII-2, paragraph 4.15.3.5, Circumferential Stress

- a) Maximum circumferential bending moment - the distribution of the circumferential bending moment at the saddle support is dependent on the use of stiffeners at the saddle location. For a cylindrical shell without a stiffening ring, the maximum circumferential bending moment is shown in VIII-2, Figure 4.15.6 Sketch (a) and is calculated as follows.

$$M_\beta = K_7 Q R_m = (0.0504)(50459.0)(31.5625) = 80267.7 \text{ in-lbs}$$

Where the coefficient K_7 is found in VIII-2, Table 4.15.1,

When $\frac{a}{R_m} \geq 1.0$, $K_7 = K_6$

$$\left\{ \frac{a}{R_m} = \frac{41.0}{31.5625} = 1.2990 \right\} \geq 1.0 \rightarrow K_7 = K_6 = 0.0504$$

$$K_6 = \frac{\left(\frac{3 \cos \beta}{4} \left(\frac{\sin \beta}{\beta} \right)^2 - \frac{5 \sin \beta \cos^2 \beta}{4\beta} + \frac{\cos^3 \beta}{2} - \frac{\sin \beta}{4\beta} + \frac{\cos \beta}{4} - \beta \sin \beta \left[\left(\frac{\sin \beta}{\beta} \right)^2 - \frac{1}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4\beta} \right] \right)}{2\pi \left[\left(\frac{\sin \beta}{\beta} \right)^2 - \frac{1}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4\beta} \right]}$$

$$K_6 = \frac{\left(\frac{3 \cos[2.0682]}{4} \left(\frac{\sin[2.0682]}{2.0682} \right)^2 - \frac{5 \sin[2.0682] \cos^2[2.0682]}{4(2.0682)} + \frac{\cos^3[2.0682]}{2} - \frac{\sin[2.0682]}{4(2.0682)} + \frac{\cos[2.0682]}{4} - (2.0682) \sin[2.0682] \left[\left(\frac{\sin[2.0682]}{2.0682} \right)^2 - \frac{1}{2} - \left(\frac{\sin[2(2.0682)]}{4(2.0682)} \right) \right] \right)}{2\pi \left[\left(\frac{\sin[2.0682]}{2.0682} \right)^2 - \frac{1}{2} - \left(\frac{\sin[2(2.0682)]}{4(2.0682)} \right) \right]} = 0.0504$$

$$\beta = \pi - \frac{\theta}{2} = \pi - \frac{123.0 \left(\frac{\pi}{180} \right)}{2} = 2.0682 \text{ rad}$$

- b) Width of cylindrical shell - the width of the cylindrical shell that contributes to the strength of the cylindrical shell at the saddle location shall be determined as follows.

$$\{x_1, x_2\} \leq \{0.78 \sqrt{R_m t} = 0.78 \sqrt{31.5625(2.875)} = 7.4302 \text{ in}\}$$

If the width $(0.5b + x_1)$ extends beyond the limit of a , as shown in VIII-2, Figure 4.15.2, then the width x_1 shall be reduced such as not to exceed a .

$$\{(0.5b + x_1) = 0.5(8.0) + 7.4302 = 11.4302 \text{ in}\} \leq \{a = 41.0 \text{ in}\} \quad \text{Satisfied}$$

- c) Circumferential stresses in the cylindrical shell without stiffening ring(s).

The maximum compressive circumferential membrane stress in the cylindrical shell at the base of the saddle support shall be calculated as follows.

$$\sigma_6 = \frac{-K_5 Q k}{t(b + x_1 + x_2)} = \frac{-0.7492(50459.0)(0.1)}{2.875(8.0 + 7.4302 + 7.4302)} = -57.5 \text{ psi}$$

Where the coefficient K_5 is found in Table 4.15.1,

$$K_5 = \frac{1 + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha} = \frac{1 + \cos[1.9648]}{\pi - (1.9648) + \sin[1.9648] \cdot \cos[1.9648]} = 0.7492$$

$$k = 0.1 \quad \text{when the vessel is welded to the saddle support}$$

The circumferential compressive membrane plus bending stress at Points G and H of VIII-2,

Figure 4.15.6 Sketch (a) is determined as follows.

If $L \geq 8R_m$, then the circumferential compressive membrane plus bending stress shall be computed using VIII-2, Equation (4.15.24).

Since $\{L = 292.0 \text{ in}\} \geq \{8R_m = 8(31.5625) = 252.5 \text{ in}\}$, the criterion is satisfied.

$$\sigma_7 = \frac{-Q}{4t(b + x_1 + x_2)} - \frac{3K_7Q}{2t^2}$$

$$\sigma_7 = \frac{-(50459.0)}{4(2.875)(8 + 7.4302 + 7.4302)} - \frac{3(0.0504)(50459.0)}{2(2.875)^2} = -653.4 \text{ psi}$$

The stresses at σ_6 and σ_7 may be reduced by adding a reinforcement or wear plate at the saddle location that is welded to the cylindrical shell.

A wear plate was not specified in this problem.

Acceptance Criteria:

$$\{|\sigma_6| = 57.5 \text{ psi}\} \leq \{S = 20000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\{|\sigma_7| = 653.4 \text{ psi}\} \leq \{1.25S = 1.25(20000) = 25000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

VIII-2, paragraph 4.15.3.6. Horizontal Splitting Force

The horizontal force at the minimum section at the low point of the saddle is given by VIII-2, Equation (4.15.42). The saddle shall be designed to resist this force.

$$F_h = Q \left(\frac{1 + \cos \beta - 0.5 \sin^2 \beta}{\pi - \beta + \sin \beta \cdot \cos \beta} \right)$$

$$F_h = (50459.0) \left(\frac{1 + \cos[2.0682] - 0.5 \sin^2[2.0682]}{\pi - (2.0682) + \sin[2.0682] \cdot \cos[2.0682]} \right) = 10545.1 \text{ lbs}$$

Note: The horizontal splitting force is equal to the sum of all of the horizontal reactions at the saddle due to the weight loading of the vessel. The splitting force is used to calculate tension stress and bending stress in the web of the saddle. The following provides one possible method of calculating the tension and bending stress in the web and its acceptance criteria. However, other methods may also be deemed acceptable by the Manufacturer and accepted by the Authorized Inspector.

The membrane stress is given by,

$$\left\{ \sigma_t = \frac{F_h}{A_s} \right\} \leq \{0.6S_y\}$$

where A_s is the cross-sectional area of the web at the low point of the saddle with units of in^2 , and S_y is the yield stress of the saddle material with units of psi .

The bending stress is given by,

$$\left\{ \sigma_b = \frac{F_h \cdot d \cdot c}{I} \right\} \leq \{0.66 S_y\}$$

where d is the moment arm of the horizontal splitting force, measured from the center of gravity of the saddle arc to the bottom of the saddle baseplate with units of in , c is the distance from the centroid of the saddle composite section to the extreme fiber with units of in , I is the moment of inertia of the composite section of the saddle with units of in^4 , and S_y is the yield stress of the saddle material with units of psi .

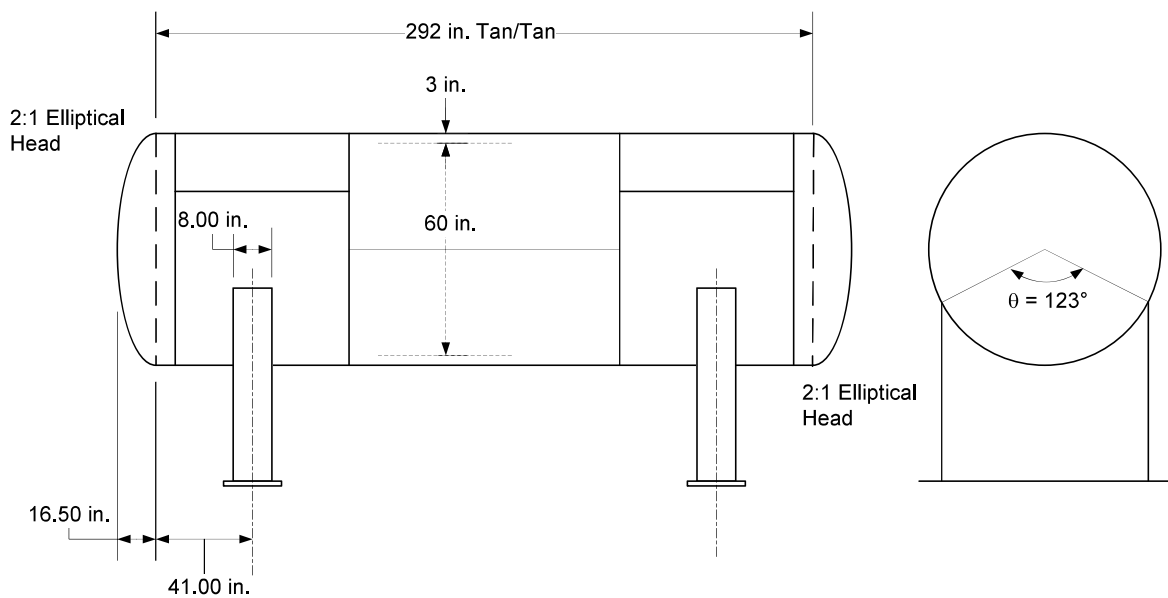


Figure E4.15.1 – Saddle Details

4.15.2 Example E4.15.2 – Vertical Vessel, Skirt Design

Determine if the proposed cylindrical vessel skirt is adequately designed considering the following loading conditions.

Skirt Data:

• Material	=	SA-516, Grade 70
• Design Temperature	=	300°F
• Skirt Inside Diameter	=	150.0 in
• Thickness	=	0.625 in
• Corrosion Allowance	=	0.0 in
• Length of Skirt	=	147.0 in
• Allowable Stress at Design Temperature	=	20000 psi
• Modulus of Elasticity at Design Temperature	=	28.3E+06 psi
• Yield Strength at Design Temperature	=	33600 psi
• Applied Axial Force	=	-427775 lbs
• Applied Net Section Bending Moment	=	21900435 in-lbs

Adjust variable for corrosion and determine outside dimensions.

$$D = 150.0 + 2(\text{Corrosion Allowance}) = 150.0 + 2(0.0) = 150.0 \text{ in}$$

$$R = 0.5D = 0.5(150.0) = 75.0 \text{ in}$$

$$t = 0.625 - \text{Corrosion Allowance} = 0.625 - 0.0 = 0.625 \text{ in}$$

$$D_o = 150.0 + 2(\text{Uncorroded Thickness}) = 150.0 + 2(0.625) = 151.25 \text{ in}$$

$$R_o = 0.5D_o = 0.5(151.25) = 75.625 \text{ in}$$

Section VIII, Division 1 Solution

VIII-1 does not provide rules on the loadings to be considered in the design of a vessel. However, UG-22 requires consideration of such loadings and the provisions of U-2(g) apply. This example provides one possible method of satisfying U-2(g); however, other methods may also be deemed acceptable by the Manufacturer and accepted by the Authorized Inspector.

This example uses VIII-2, paragraph 4.1 which provides specific requirements to account for both loads and load case combinations used in the design of a vessel. These loads and load case combinations (Table 4.1.1 and Table 4.1.2 of VIII-2, respectively) are shown in this example problem in Table E4.15.2.1 for reference.

Additionally, VIII-1 does not provide a procedure for the calculation of combined stresses. Paragraph 4.3.10.2, in VIII-2, does provide a procedure and this procedure is used in this example problem with modifications to address specific requirements of VIII-1.

In accordance with VIII-2, paragraph 4.3.10.2, the following procedure shall be used to design cylindrical, spherical, and conical shells subjected to internal pressure plus supplemental loads of applied net section axial force, bending moment, and torsional moment. By inspection of the results shown in Table E4.15.2.2 and Table E4.15.2.3, Load Case 6 is determined to be a potential governing load case. The pressure, net section axial force, and bending moment at the location of interest for Load Case 6 are:

4.15.2 Example E4.15.2 – Vertical Vessel, Skirt Design

4.15.2 Example E4.15.2 – Vertical Vessel, Skirt Design

Determine if the proposed cylindrical vessel skirt is adequately designed considering the following loading conditions.

Skirt Data:

• Material	=	SA-516, Grade 70
• Design Temperature	=	300°F
• Skirt Inside Diameter	=	150.0 in
• Thickness	=	0.625 in
• Corrosion Allowance	=	0.0 in
• Length of Skirt	=	147.0 in
• Allowable Stress at Design Temperature	=	20000 psi
• Modulus of Elasticity at Design Temperature	=	28.3E+06 psi
• Yield Strength at Design Temperature	=	33600 psi
• Applied Axial Force	=	-427775 lbs
• Applied Net Section Bending Moment	=	21900435 in-lbs

Adjust variable for corrosion and determine outside dimensions.

$$D = 150.0 + 2(\text{Corrosion Allowance}) = 150.0 + 2(0.0) = 150.0 \text{ in}$$

$$R = 0.5D = 0.5(150.0) = 75.0 \text{ in}$$

$$t = 0.625 - \text{Corrosion Allowance} = 0.625 - 0.0 = 0.625 \text{ in}$$

$$D_o = 150.0 + 2(\text{Uncorroded Thickness}) = 150.0 + 2(0.625) = 151.25 \text{ in}$$

$$R_o = 0.5D_o = 0.5(151.25) = 75.625 \text{ in}$$

Section VIII, Division 1 Solution

VIII-1 does not provide rules on the loadings to be considered in the design of a vessel. However, UG-22 requires consideration of such loadings and the provisions of U-2(g) apply. This example provides one possible method of satisfying U-2(g); however, other methods may also be deemed acceptable by the Manufacturer and accepted by the Authorized Inspector.

This example uses VIII-2, paragraph 4.1 which provides specific requirements to account for both loads and load case combinations used in the design of a vessel. These loads and load case combinations (Table 4.1.1 and Table 4.1.2 of VIII-2, respectively) are shown in this example problem in Table E4.15.2.1 for reference.

Additionally, VIII-1 does not provide a procedure for the calculation of combined stresses. Paragraph 4.3.10.2, in VIII-2, does provide a procedure and this procedure is used in this example problem with modifications to address specific requirements of VIII-1.

In accordance with VIII-2, paragraph 4.3.10.2, the following procedure shall be used to design cylindrical, spherical, and conical shells subjected to internal pressure plus supplemental loads of applied net section axial force, bending moment, and torsional moment. By inspection of the results shown in Table E4.15.2.2 and Table E4.15.2.3, Load Case 6 is determined to be a potential governing load case. The pressure, net section axial force, and bending moment at the location of interest for Load Case 6 are:

$$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$$

$$F_6 = -427775 \text{ lbs}$$

$$M_6 = 21900435 \text{ in-lbs}$$

- a) STEP 1 – Calculate the membrane stress for the cylindrical shell. Note that the circumferential membrane stress, $\sigma_{\theta m}$, is determined based on the equations in UG-27(c)(1) and the exact strength of materials solution for the longitudinal membrane stress, σ_{sm} , is used in place of the approximate solution provided in UG-27(c)(2). The shear stress is computed based on the known strength of materials solution. For the skirt, weld joint efficiency is set as $E = 1.0$.

Note: θ is defined as the angle measured around the circumference from the direction of the applied bending moment to the point under consideration. For this example problem $\theta = 0.0 \text{ deg}$ to maximize the bending stress.

$$\sigma_{\theta m} = \frac{1}{E} \left(\frac{PR}{t} + 0.6P \right) = \frac{1}{1.0} \left(\frac{0.0(75.0)}{0.625} + 0.6(0.0) \right) = 0.0 \text{ psi}$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{E} \left(\frac{PD^2}{D_o^2 - D^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2)} \pm \frac{32MD_o \cos[\theta]}{\pi(D_o^4 - D^4)} \right)$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{1.0} \left(0.0 + \frac{4(-427775)}{\pi((151.25)^2 - (150.0)^2)} \pm \frac{32(21900435)(151.25) \cos[0.0]}{\pi((151.25)^4 - (150.0)^4)} \right)$$

$$\sigma_{sm} = \begin{cases} -1446.4001 + 1974.6020 = 528.2019 \text{ psi} \\ -1446.4001 - 1974.6020 = -3421.0021 \text{ psi} \end{cases}$$

$$\tau = \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} = \frac{16(0.0)(151.25)}{\pi((151.25)^4 - (150.0)^4)} = 0.0 \text{ psi}$$

- b) STEP 2 – Calculate the principal stresses.

$$\sigma_1 = 0.5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4(\tau)^2} \right)$$

$$\sigma_1 = \begin{cases} 0.5 \left(0 + (528.2019) + \sqrt{(0 - (528.2019))^2 + 4(0)^2} \right) = 528.2019 \text{ psi} \\ 0.5 \left(0 + (-3421.0021) + \sqrt{(0 - (-3421.0021))^2 + 4(0)^2} \right) = 0.0 \text{ psi} \end{cases}$$

$$\sigma_2 = 0.5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right)$$

$$\sigma_2 = \left\{ \begin{array}{l} 0.5 \left(0 + (528.2019) - \sqrt{(0 - (528.2019))^2 + 4(0)^2} \right) = 0.0 \text{ psi} \\ 0.5 \left(0 + (-3421.0021) - \sqrt{(0 - (-3421.0021))^2 + 4(0)^2} \right) = -3421.0021 \text{ psi} \end{array} \right\}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -0.5P = 0.0 \text{ psi}$$

c) STEP 3 – Check the allowable stress acceptance criteria.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0.5}$$

$$\sigma_e = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(0 - (528.2019))^2 + ((528.2019) - 0)^2 + ((0) - (0))^2 \right]^{0.5} = 528.2 \text{ psi} \\ \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(0 - (-3421.0021))^2 + ((-3421.0021) - 0)^2 + ((0) - (0))^2 \right]^{0.5} = 3421.0 \text{ psi} \end{array} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_e = 528.2 \\ \sigma_e = 3421.0 \end{array} \right\} \leq \{S = 20000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

Note that VIII-2 uses an acceptance criteria based on von Mises Stress. VIII-1 typically uses the maximum principle stress in the acceptance criteria. Therefore,

$$\max[\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3] \leq S$$

$$\left\{ \max[528.2, |-3421.0|, 0.0] = 3421.0 \text{ psi} \right\} \leq \{S = 20000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

Since the maximum tensile principal stress is less than the acceptance criteria, the shell section is adequately designed.

d) STEP 4 – For cylindrical and conical shells, if the meridional stress, σ_{sm} is compressive, then check the allowable compressive stress per UG-23(b).

Since σ_{sm} is compressive, $\{\sigma_{sm} = -3421.0 \text{ psi} < 0\}$, a compressive stress check is required.

Evaluate per paragraph UG-23(b). The maximum allowable longitudinal compressive stress to be used in the design of cylindrical shells or tubes, either seamless or butt welded, subjected to loadings that produce longitudinal compression in the shell or tube shall be the smaller of the maximum produce tensile stress value shown in STEP 3 or the value of the factor B determined by the following procedure where the joint efficiency for butt welded joints shall be taken as unity.

1) STEP 4.1 – Using the selected values of t and R , calculate the value of factor A using the following formula:

$$A = \frac{0.125}{\frac{R_o}{t}} = \frac{0.125}{\frac{75.625}{0.625}} = 0.0010$$

2) STEP 4.2 – Using the value of A calculated in STEP 4.1, enter the applicable material chart in Subpart 3 of Section II, Part D for the material under consideration. Move vertically

to an intersection with the material/temperature line for the design temperature. Interpolation may be made between lines for intermediate temperatures. In cases where the value of A falls to the right of the material/temperature line, assume an intersection with the horizontal projection of the upper end of the material/temperature line. For values of A falling to the left of the material/temperature line, see STEP 4.4.

Per Section II Part D, Table 1A, a material specification of SA-516, Grade 70, Normalized is assigned an External Pressure Chart No. CS-2.

- 3) STEP 4.3 – From the intersection obtained in Step 4.2, move horizontally to the right and read the value of factor B . This is the maximum allowable compressive stress for the values of t and R_o used in STEP 4.1.

$$B = 12300 \text{ psi}$$

- 4) STEP 4.4 – For values of A falling to the left of the applicable material/temperature line, the value of B shall be calculated using the following formula:

$$B = \frac{AE}{2} \quad \text{Not required}$$

- 5) STEP 4.5 – Compare the calculated value of B obtained in STEPS 4.3 or 4.4 with the computed longitudinal compressive stress in the cylindrical shell or tube, using the selected values of t and R_o . If the value of B is smaller than the computed compressive stress, a greater value of t must be selected and the design procedure repeated until a value of B is obtained that is greater than the compressive stress computed for the loading on the cylindrical shell or tube.

$$\{\sigma_{sm} = |-3421.0| \text{ psi}\} \leq \{B = 12300 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

The allowable compressive stress criterion is satisfied.

Section VIII, Division 2 Solution with VIII-1 Allowable Stresses

Evaluate per VIII-2, paragraph 4.3.10.

The loads transmitted to the base of the skirt are given in the Table E4.15.2.2. Note that this table is given in terms of the load parameters shown in VIII-2, Table 4.1.1 and Table 4.1.2. (Table E4.15.2.1 of this example). As shown in Table E4.15.2.1, the acceptance criteria is that the general primary membrane stress for each load case must be less than or equal to the allowable stress at the specified design condition.

In accordance with VIII-2, paragraph 4.3.10.2, the following procedure shall be used to design cylindrical, spherical, and conical shells subjected to internal pressure plus supplemental loads of applied net section axial force, bending moment, and torsional moment. By inspection of the results shown in Table E4.15.2.3, Load Case 6 is determined to be a potential governing load case. The pressure, net section axial force, and bending moment at the location of interest for Load Case 6 are:

$$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$$

$$F_6 = -427775 \text{ lbs}$$

$$M_6 = 21900435 \text{ in-lbs}$$

Determine applicability of the rules of VIII-2, paragraph 4.3.10 based on satisfaction of the following requirements.

The section of interest is at least $2.5\sqrt{Rt}$ away from any major structural discontinuity.

$$2.5\sqrt{Rt} = 2.5\sqrt{(75.0)(0.625)} = 17.1163 \text{ in}$$

Shear force is not applicable.

The shell R/t ratio is greater than 3.0, or:

$$\left\{ R/t = \frac{75.0}{0.625} = 120.0 \right\} > 3.0 \quad \text{True}$$

- a) STEP 1 – Calculate the membrane stress for the skirt, with a weld joint efficiency of $E = 1.0$. Note that the maximum bending stress occurs at $\theta = 0.0 \text{ deg}$.

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{E(D_o - D)} = \frac{P}{E(151.25 - 150.0)} = 0.0 \text{ psi}$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{E} \left(\frac{PD^2}{D_o^2 - D^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2)} \pm \frac{32MD_o \cos[\theta]}{\pi(D_o^4 - D^4)} \right)$$

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{1.0} \left(0.0 + \frac{4(-427775)}{\pi((151.25)^2 - (150.0)^2)} \pm \frac{32(21900435)(151.25) \cos[0.0]}{\pi((151.25)^4 - (150.0)^4)} \right)$$

$$\sigma_{sm} = \left\{ \begin{array}{l} -1446.4001 + 1974.6020 = 528.2019 \text{ psi} \\ -1446.4001 - 1974.6020 = -3421.0021 \text{ psi} \end{array} \right\}$$

$$\tau = \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} = \frac{16(0.0)(151.25)}{\pi((151.25)^4 - (150.0)^4)} = 0.0 \text{ psi}$$

- b) STEP 2 – Calculate the principal stresses.

$$\sigma_1 = 0.5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4(\tau)^2} \right)$$

$$\sigma_1 = \left\{ \begin{array}{l} 0.5 \left(0 + (528.2019) + \sqrt{(0 - (528.2019))^2 + 4(0)^2} \right) = 528.2019 \text{ psi} \\ 0.5 \left(0 + (-3421.0021) + \sqrt{(0 - (-3421.0021))^2 + 4(0)^2} \right) = 0.0 \text{ psi} \end{array} \right\}$$

$$\sigma_2 = 0.5 \left(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2} \right)$$

$$\sigma_2 = \left\{ \begin{array}{l} 0.5 \left(0 + 528.2019 - \sqrt{(0 - (528.2019))^2 + 4(0)^2} \right) = 0.0 \text{ psi} \\ 0.5 \left(0 + (-3421.0021) - \sqrt{(0 - (-3421.0021))^2 + 4(0)^2} \right) = -3421.0021 \text{ psi} \end{array} \right\}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -0.5P = 0.0 \text{ psi}$$

- c) STEP 3 – Check the allowable stress acceptance criteria.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0.5}$$

$$\sigma_e = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(0 - (528.2019))^2 + ((528.2019) - 0)^2 + ((0) - (0))^2 \right]^{0.5} = 528.2 \text{ psi} \\ \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(0 - (-3421.0021))^2 + ((-3421.0021) - 0)^2 + ((0) - (0))^2 \right]^{0.5} = 3421.0 \text{ psi} \end{array} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_e = 528.2 \\ \sigma_e = 3421.0 \end{array} \right\} \leq \{S = 20000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

Since the equivalent stress is less than the acceptance criteria, the shell section is adequately designed.

- d) STEP 4 – For cylindrical and conical shells, if the axial membrane stress, σ_{sm} is compressive, then VIII-2, Equation (4.3.45) shall be satisfied where F_{xa} is evaluated using paragraph 4.4.12.2 with $\lambda = 0.15$.

$$\sigma_{sm} \leq F_{xa}$$

Since σ_{sm} is compressive, $\{\sigma_{sm} = -3421.0021 \text{ psi} < 0\}$, a buckling check is required.

VIII-2, paragraph 4.4.12.2.b – Axial Compressive Stress Acting Alone.

In accordance with VIII-2, paragraph 4.4.12.2.b, the value of F_{xa} is calculated as follows, with $\lambda = 0.15$.

The design factor FS used in VIII-2, paragraph 4.4.12.2.b is dependent on the predicted buckling stress F_{ic} and the material's yield strength, S_y as shown in VIII-2, paragraph 4.4.2. An initial calculation is required to determine the value of F_{xa} by setting $FS = 1.0$, with $F_{ic} = F_{xa}$. The initial value of F_{ic} is then compared to S_y as shown in paragraph 4.4.2 and the value of FS is determined. This computed value of FS is then used in paragraph 4.4.12.2.b.

For $\lambda_c = 0.15$, (Local Buckling)

$$F_{xa} = \min[F_{xa1}, F_{xa2}]$$

$$\frac{D_o}{t} = \frac{151.25}{0.625} = 242.0$$

$$M_x = \frac{L}{\sqrt{R_o t}} = \frac{147.0}{\sqrt{75.625(0.625)}} = 21.3818$$

Since $135 < \frac{D_o}{t} \leq 600$, calculate F_{xa1} as follows with an initial value of $FS = 1.0$.

$$F_{xa1} = \frac{466S_y}{FS \left(331 + \frac{D_o}{t} \right)} = \frac{466(33600)}{1.0 \left(331 + \frac{151.25}{0.625} \right)} = 27325.6545 \text{ psi}$$

The value of F_{xa2} is calculated as follows with an initial value of $FS = 1.0$.

$$F_{xa2} = \frac{F_{xe}}{FS}$$

$$F_{xe} = \frac{C_x E_y t}{D_o}$$

Since $\frac{D_o}{t} \leq 1247$, calculate C_x as follows:

$$C_x = \min \left[\frac{409\bar{c}}{\left(389 + \frac{D_o}{t} \right)}, 0.9 \right]$$

Since $M_x \geq 15$, calculate $\bar{c}$ as follows:

$$\bar{c} = 1.0$$

$$C_x = \min \left[\frac{409(1.0)}{389 + \frac{151.25}{0.625}}, 0.9 \right] = 0.6482$$

Therefore,

$$F_{xe} = \frac{0.6482(28.3E+06)(0.625)}{151.25} = 75801.9008 \text{ psi}$$

$$F_{xa2} = \frac{F_{xe}}{FS} = \frac{75801.9008}{1.0} = 75801.9008 \text{ psi}$$

$$F_{xa} = \min[27325.6545, 75801.9008] = 27325.6545 \text{ psi}$$

With a value of $F_{ic} = F_{xa} = 27325.6545$, in accordance with VIII-2, paragraph 4.4.2, the value of FS is determined as follows.

Since $\{0.55S_y = 0.55(33600) = 18480\} \leq \{F_{ic} = 27325.6545\} \leq \{S_y = 33600\}$,

$$FS = 2.407 - 0.741 \left(\frac{F_{ic}}{S_y} \right) = 2.407 - 0.741 \left(\frac{27325.6545}{33600} \right) = 1.8044$$

Using this computed value of $FS = 1.8044$ in paragraph 4.4.12.2.b, F_{xa} is calculated as follows.

$$F_{xa1} = \frac{466S_y}{FS \left(331 + \frac{D_o}{t} \right)} = \frac{466(33600)}{1.8044 \left(331 + \frac{151.25}{0.625} \right)} = 15143.9007 \text{ psi}$$

$$F_{xa2} = \frac{F_{xe}}{FS} = \frac{75801.9008}{1.8044} = 42009.4773 \text{ psi}$$

$$F_{xa} = \min[15143.9007, 42009.4773] = 15143.9007 \text{ psi}$$

Compare the calculated axial compressive membrane stress, σ_{sm} to the allowable axial compressive membrane stress, F_{xa} per following criteria

$$\{\sigma_{sm} = 3421.0 \text{ psi}\} \leq \{F_{xa} = 15143.9 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

Therefore, local buckling due to axial compressive membrane stress is not a concern.

Table E4.15.2.1: Design Loads and Load Combinations from VIII-2

Table 4.1.1 – Design Loads	
Design Load Parameter	Description
P	Internal or External Specified Design Pressure (see paragraph 4.1.5.2.a)
P_s	Static head from liquid or bulk materials (e.g. catalyst)
D	Dead weight of the vessel, contents, and appurtenances at the location of interest, including the following: • Weight of vessel including internals, supports (e.g. skirts, lugs, saddles, and legs), and appurtenances (e.g. platforms, ladders, etc.) • Weight of vessel contents under operating and test conditions • Refractory linings, insulation • Static reactions from the weight of attached equipment, such as motors, machinery, other vessels, and piping
L	• Appurtenance Live loading • Effects of fluid flow
E	Earthquake loads (see ASCE 7 for the specific definition of the earthquake load, as applicable)
W	Wind Loads
S	Snow Loads
F	Loads due to Deflagration

Table 4.1.2 – Design Load Combinations	
Design Load Combination (1)	General Primary Membrane Allowable Stress (2)
$P + P_s + D$	S
$P + P_s + D + L$	S
$P + P_s + D + S$	S
$0.9P + P_s + D + 0.75L + 0.75S$	S
$0.9P + P_s + D + (W \text{ or } 0.7E)$	S
$0.9P + P_s + D + 0.75(W \text{ or } 0.7E) + 0.75L + 0.75S$	S
$0.6D + (W \text{ or } 0.7E) \quad (3)$	S
$P_s + D + F$	See Annex 4.D

Notes	
1)	The parameters used in the Design Load Combination column are defined in Table 4.1.1.
2)	S is the allowable stress for the load case combination (see paragraph 4.1.5.3.c)
3)	This load combination addresses an overturning condition. If anchorage is included in the design, consideration of this load combination is not required.

**Table E4.15.2.2: Design Loads (Net-Section Axial Force and Bending Moment)
at the Base of The Skirt**

Design Load Parameter	Description	Magnitude of Pressure, Force and Moment
P	Internal or External Specified Design Pressure (see paragraph 4.1.5.2.a); The skirt is not pressurized.	$P = 0.0$
P_s	Static head from liquid or bulk materials (e.g. catalyst); The skirt does not contain liquid head.	$P_s = 0.0$
D	The dead weight of the vessel including skirt, contents, and appurtenances at the location of interest.	$D_F = -363500 \text{ lbs}$ $D_M = 0.0 \text{ in-lbs}$
L	Appurtenance live loading and effects of fluid flow	$L_F = -85700 \text{ lbs}$ $L_M = 90580 \text{ in-lbs}$
E	Earthquake loads	$E_F = 0.0 \text{ lbs}$ $E_M = 18550000 \text{ in-lbs}$
W	Wind Loads	$W_F = 0.0 \text{ lbs}$ $W_M = 29110000 \text{ in-lbs}$
S	Snow Loads	$S_F = 0.0 \text{ lbs}$ $S_M = 0.0 \text{ in-lbs}$
F	Loads due to Deflagration	$F_F = 0.0 \text{ lbs}$ $F_M = 0.0 \text{ in-lbs}$

Based on these loads, the skirt is required to be designed for the load case combinations shown in Table E4.15.2.3. Note that this table is given in terms of the load combinations shown in VIII-2, Table 4.1.2 (Table E4.15.2.1 of this example).

Table E4.15.2.3: Load Case Combination at the Base of The Skirt

Load Case	Design Load Combination	Magnitude of Pressure, Force and Moment	General Primary Membrane Allowable Stress
1	$P + P_s + D$	$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$ $F_1 = -363500 \text{ lbs}$ $M_1 = 0.0 \text{ in-lbs}$	S
2	$P + P_s + D + L$	$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$ $F_2 = -449200 \text{ lbs}$ $M_2 = 90580 \text{ in-lbs}$	S
3	$P + P_s + D + S$	$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$ $F_3 = -363500 \text{ lbs}$ $M_3 = 0.0 \text{ in-lbs}$	S
4	$0.9P + P_s + D + 0.75L + 0.75S$	$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$ $F_4 = -427775 \text{ lbs}$ $M_4 = 67935 \text{ in-lbs}$	S
5	$0.9P + P_s + D + (W \text{ or } 0.7E)$	$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$ $F_5 = -363500 \text{ lbs}$ $M_5 = 29110000 \text{ in-lbs}$	S
6	$\left(0.9P + P_s + D + 0.75(W \text{ or } 0.7E) + \right)$ $0.75L + 0.75S$	$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$ $F_6 = -427775 \text{ lbs}$ $M_6 = 21900435 \text{ in-lbs}$	S
7	$0.6D + (W \text{ or } 0.7E)$ Anchorage is included in the design; therefore, consideration of this load combination is not required.	$F_7 = -218100 \text{ lbs}$ $M_7 = 29110000 \text{ in-lbs}$	S
8	$P_s + D + F$	$P = P_s = 0.0 \text{ psi}$ $F_8 = -363500 \text{ lbs}$ $M_8 = 0.0 \text{ in-lbs}$	See Annex 4.D

4.16.1 Example E4.16.1 - Integral Type

4.16 Flanged Joints

4.16.1 Example E4.16.1 - Integral Type

Determine if the stresses in the heat exchanger girth flange are within acceptable limits, considering the following design conditions. The flange is of an integral type and is attached to a cylindrical shell with a Category C, Type 1 butt weld and has been 100% radiographically examined. See Figure E4.16.1.

General Data:

• Cylinder Material	=	<i>SA-516, Grade 70</i>
• Design Conditions	=	<i>135 psig @ 650°F</i>
• Allowable Stress at Design Temperature	=	<i>18800 psi</i>
• Allowable Stress at Ambient Temperature	=	<i>20000 psi</i>
• Corrosion Allowance	=	<i>0.125 in</i>

Flange Data

• Material	=	<i>SA-105</i>
• Allowable Stress at Design Temperature	=	<i>17800 psi</i>
• Allowable Stress at Ambient Temperature	=	<i>20000 psi</i>
• Modulus of Elasticity at Design Temperature	=	<i>26.0E+06 psi</i>
• Modulus of Elasticity at Ambient Temperature	=	<i>29.4E+06 psi</i>

Bolt Data

• Material	=	<i>SA-193, Grade B7</i>
• Allowable Stress at Design Temperature	=	<i>25000 psi</i>
• Allowable Stress at Ambient Temperature	=	<i>25000 psi</i>
• Diameter	=	<i>0.75 in</i>
• Number of Bolts	=	<i>44</i>
• Root area	=	<i>0.302 in²</i>

Gasket Data

• Material	=	<i>Flat Metal Jacketed (Iron/Soft Steel)</i>
• Gasket Factor	=	<i>3.75</i>
• Seating Stress	=	<i>7600 psi</i>
• Inside Diameter	=	<i>29.0 in</i>
• Outside Diameter	=	<i>30.0 in</i>

Design rules for bolted flange connections with ring type gaskets are provided in VIII-1 Mandatory Appendix 2. The rules in this paragraph are the same as those provided in VIII-2, paragraph 4.16. However, there are differences to be noted, including; a step-by-step design procedure, nomenclature with regard to operating and gasket seating bolt loads, the inclusion of a flange moment due to externally applied axial forces and bending moment, and minor

differences in bolt spacing criteria. Therefore, while the example problem will be presented for use with VIII-1, Appendix 2, references to VIII-2 paragraphs will be provided, as applicable.

Evaluate the girth flange in accordance with VIII-1, Appendix 2.

Establish the design conditions and gasket reaction diameter, (VIII-2, paragraph 4.16.6).

- a) STEP 1 – Determine the design pressure and temperature of the flanged joint

$$P = 135 \text{ psig at } 650^\circ F$$

- b) STEP 2 – Select a gasket and determine the gasket factors m and y from Table 2-5.1 (VIII-2, Table 4.16.1).

$$m = 3.75$$

$$y = 7600 \text{ psi}$$

- c) STEP 3 – Determine the width of the gasket, N , basic gasket seating width, b_o , the effective gasket seating width, b , and the location of the gasket reaction, G .

$$N = 0.5(GOD - GID) = 0.5(30.0 - 29.0) = 0.500 \text{ in}$$

From Table 2-5.2 (VIII-2, Table 4.16.3), Facing Sketch Detail 2, Column II,

$$b_o = \frac{w + 3N}{8} = \frac{0.125 + 3(0.500)}{8} = 0.2031 \text{ in}$$

Where,

$$w = \text{raised nubbin width} = 0.125 \text{ in}$$

For $b_o \leq 0.25 \text{ in}$,

$$b = b_o = 0.2031 \text{ in}$$

Therefore, from paragraph 2-3 the location of the gasket reaction is calculated as follows .

$$G = \text{mean diameter of the gasket contact face}$$

$$G = 0.5(30.0 + 29.0) = 29.5 \text{ in}$$

Paragraph 2-5 – Calculate the design bolt load for the operating and gasket seating conditions, (VIII-2, paragraph 4.16.6).

- a) STEP 1 – Paragraph 2-5(c)(1), determine the design bolt load for the operating condition.

$$W_{m1} = H + H_p = \frac{\pi}{4} G^2 P + 2b\pi GmP \quad \text{for non-self-energized gaskets}$$

$$W_{m1} = \frac{\pi}{4} (29.5)^2 (135) + 2(0.2031)\pi (29.5)(3.75)(135) = 111329.5 \text{ lbs}$$

- b) STEP 2 – Paragraph 2-5(c)(2), determine the design bolt load for the gasket seating condition.

$$W_{m2} = \pi b G y \quad \text{for non-self-energized gaskets}$$

$$W_{m2} = \pi (0.2031)(29.5)(7600) = 143052.5 \text{ lbs}$$

- c) STEP 3 – Paragraph 2-5(d), determine the total required and actual bolt areas.

The total cross-sectional area of bolts A_m required for both the operating conditions and gasket seating is determined as follows.

$$A_m = \max[A_{m1}, A_{m2}] = \max[4.4532, 5.7221] = 5.7221 \text{ in}^2$$

Where,

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b} = \frac{111329.5}{25000} = 4.4532 \text{ in}^2$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{S_a} = \frac{143052.5}{25000} = 5.7221 \text{ in}^2$$

The actual bolt area A_b is calculated as follows.

$$A_b = (\text{Number of bolts})(\text{Root area of one bolt}) = 44(0.302) = 13.2880 \text{ in}^2$$

Verify that the actual bolt area is equal to or greater than the total required area.

$$\{A_b = 13.2880 \text{ in}^2\} \geq \{A_m = 5.7221 \text{ in}^2\} \quad \text{True}$$

For vessels in lethal service or when specified by the user or his designated agent, the maximum bolt spacing shall not exceed the following:

$$B_{s\max} = 2a + \frac{6t}{m + 0.5} = 2(0.75) + \frac{6(1.4375)}{(3.75 + 0.5)} = 3.5294 \text{ in}$$

Where,

a = nominal bolt diameter

t = flange thickness

m = gasket factor

- d) STEP 4 – Paragraph 2-5(e), determine the flange design bolt load.

For operating conditions,

$$W = W_{m1} = 111329.5 \text{ lbs}$$

For gasket seating,

$$W = \frac{(A_m + A_b)S_a}{2} = \frac{(5.7221 + 13.2880)25000}{2} = 237626.3 \text{ lbs}$$

Commentary: VIII-2 design procedure to determine the design bolt load, paragraph 4.16.6:

- 1) The nomenclature differences include:

W_o , bolt load for operating conditions and flange design load bolt load (VIII-1 W_{m1} , W).

W_{gs} , design bolt load for the gasket seating condition (VIII-1, W_{m2}).

W_g , flange design bolt load for gasket seating (VIII-1, W).

- 2) When calculating the required total cross-sectional area of bolts using the VIII-2 procedure,

the designer has the ability to add an externally applied net-section axial force, F_A and bending moment, M_E to the bolt load W_o for the operating condition. This is shown in the following equation.

$$A_m = \max \left[\left(\frac{W_o + F_A + \frac{4M_E}{G}}{S_{bo}} \right), \left(\frac{W_{gs}}{S_{bg}} \right) \right]$$

- 3) The bolt spacing criteria of VIII-1 and VIII-2 are similar, but there are some minor differences regarding the application of the two. This will be further discussed later in the example problem.

Commentary: VIII-1, Appendix 2 does not include an overall step-by-step procedure to design a flange. However, an organized procedure of the steps taken when designing a flange is presented in VIII-2, paragraph 4.16.7. The procedure is applicable to VIII-1, Appendix 2 and is presented in this example problem in an effort to assist the designer.

VIII-2, paragraph 4.16.7, Flange Design Procedure. The procedure in this paragraph can be used to design circular integral, loose or reverse flanges, subject to internal or external pressure, and external loadings. The procedure incorporates both a strength check and a rigidity check for flange rotation.

- a) STEP 1 – Determine the design pressure and temperature of the flanged joint.

$$P = 135 \text{ psig at } 650^\circ F$$

- b) STEP 2 – Determine the design bolt loads for operating condition W , and the gasket seating condition W , and the corresponding actual bolt load area A_b , (VIII-1, paragraph 2-5).

$$W = 111329.5 \text{ lbs} \quad \text{Operating Condition}$$

$$W = 237626.3 \text{ lbs} \quad \text{Gasket Seating}$$

$$A_b = 13.2880 \text{ in}^2$$

- c) STEP 3 – Determine an initial flange geometry (see Figure E4.16.1) in addition to the information required to determine the bolt load, the following geometric parameters are required, (VIII-1, paragraph 2-3).

- 1) Flange bore

$$B = [26.0 + 2(\text{Corrosion Allowance})] = [26.0 + 2(0.125)] = 26.25 \text{ in}$$

- 2) Bolt circle diameter

$$C = 31.25 \text{ in}$$

- 3) Outside diameter of the flange

$$A = 32.875 \text{ in}$$

- 4) Flange thickness

$$t = 1.625 - 0.1875 = 1.4375 \text{ in}$$

- 5) Thickness of the hub at the large end

$$g_1 = [0.5(\text{Hub OD at Back of Flange} - \text{Uncorroded Bore}) - \text{Corrosion Allowance}]$$

$$g_1 = [0.5(27.625 - 26.0) - 0.125] = 0.6875 \text{ in}$$

- 6) Thickness of the hub at the small end

$$g_0 = (\text{Hub Thickness at Cylinder Attachment} - \text{Corrosion Allowance})$$

$$g_0 = (0.4375 - 0.125) = 0.3125 \text{ in}$$

- 7) Hub length

$$h = 2.125 \text{ in}$$

- d) STEP 4 – Determine the flange stress factors using the equations/direct interpretation from Table 2-7.1 and Fig. 2-7.1 – Fig. 2-7.6 and paragraph 2-3.

Fig. 2-7.1:

$$K = \frac{A}{B} = \frac{32.875}{26.25} = 1.2524$$

$$Y = \frac{1}{K-1} \left[0.66845 + 5.71690 \left(\frac{K^2 \log_{10} K}{K^2 - 1} \right) \right]$$

$$Y = \frac{1}{1.2524-1} \left[0.66845 + 5.71690 \frac{(1.2524)^2 \log_{10} [1.2524]}{(1.2524)^2 - 1} \right] = 8.7565$$

$$T = \frac{K^2 (1 + 8.55246 \log_{10} K) - 1}{(1.04720 + 1.9448 K^2)(K-1)} = \frac{(1.2524)^2 (1 + 8.55246 \log_{10} [1.2524]) - 1}{(1.04720 + 1.9448 (1.2524)^2)(1.2524-1)} = 1.8175$$

$$U = \frac{K^2 (1 + 8.55246 \log_{10} K) - 1}{1.36136 (K^2 - 1)(K-1)} = \frac{(1.2524)^2 (1 + 8.55246 \log_{10} [1.2524]) - 1}{1.36136 ((1.2524)^2 - 1)(1.2524-1)} = 9.6225$$

$$Z = \frac{(K^2 + 1)}{(K^2 - 1)} = \frac{((1.2524)^2 + 1)}{((1.2524)^2 - 1)} = 4.5180$$

Fig. 2-7.2:

$$\frac{h}{h_o} = \frac{h}{\sqrt{B g_0}} = \frac{2.125}{\sqrt{(26.25)(0.3125)}} = \frac{2.125}{2.8641} = 0.7419$$

$$\frac{g_1}{g_0} = \frac{0.6875}{0.3125} = 2.2000$$

Interpretation of Fig. 2-7.2, $F \approx 0.77$. From the equations of Table 2-7.1, $F = 0.7677$.

Fig. 2-7.3:

With $\frac{h}{h_o} = 0.7419$ and $\frac{g_1}{g_o} = 2.2000$:

Interpretation of Fig. 2-7.3, $V \approx 0.16$. From the equations of Table 2-7.1, $V = 0.1577$.

Fig. 2-7.6:

With $\frac{h}{h_o} = 0.7419$ and $\frac{g_1}{g_o} = 2.2000$:

Interpretation of Fig. 2-7.6, $f = 1.0$. From the equations of Table 2-7.1, $f = 1.0$.

Paragraph 2-3:

$$d = \frac{U g_o^2 h_o}{V} = \frac{(9.6225)(0.3125)^2 (2.8641)}{0.1577} = 17.0665 \text{ in}$$

$$e = \frac{F}{h_o} = \frac{0.7677}{2.8641} = 0.2680$$

$$L = \frac{te+1}{T} + \frac{t^3}{d} = \frac{1.4375(0.2680)+1}{1.8175} + \frac{(1.4375)^3}{17.0665} = 0.9362$$

Commentary: VIII-2, Table 4.16.4 provides the equations to determine the flange stress factors Y, T, U, Z as a function of K as provided for in VIII-1, Fig. 2-7.1, and the flange factors d, e, L located in VIII-1, paragraph 2-3. Similarly, VIII-2, Table 4.16.5 provides regressed curve-fit equations of the flange stress factors F, V, f as provided in VIII-1, Fig. 2-7.2, Fig. 2-7.3 and Fig. 2-7.6, respectively. The curve-fit equations are shown for informational purposes with the variable substitution of $X_h = h/h_o$ and $X_g = g_1/g_o$.

$$F = \left(\begin{array}{l} 0.897697 - 0.297012 \ln[X_g] + 9.5257(10^{-3}) \ln[X_h] + \\ 0.123586(\ln[X_g])^2 + 0.0358580(\ln[X_h])^2 - \\ 0.194422(\ln[X_g])(\ln[X_h]) - 0.0181259(\ln[X_g])^3 + \\ 0.0129360(\ln[X_h])^3 - 0.0377693(\ln[X_g])(\ln[X_h])^2 + \\ 0.0273791(\ln[X_g])^2(\ln[X_h]) \end{array} \right)$$

$$F = \left(\begin{array}{l} 0.897697 - 0.297012 \ln[2.20] + 9.5257(10^{-3}) \ln[0.7419] + \\ 0.123586(\ln[2.20])^2 + 0.0358580(\ln[0.7419])^2 - \\ 0.194422(\ln[2.20])(\ln[0.7419]) - 0.0181259(\ln[2.20])^3 + \\ 0.0129360(\ln[0.7419])^3 - 0.0377693(\ln[2.20])(\ln[0.7419])^2 + \\ 0.0273791(\ln[2.20])^2(\ln[0.7419]) \end{array} \right)$$

$$F = 0.7695$$

For $0.5 \leq X_h \leq 2.0$,

$$V = \left(\frac{0.0144868 - \frac{0.135977}{X_g} - \frac{0.0461919}{X_h} + \frac{0.560718}{X_g^2} + \frac{0.0529829}{X_h^2} + \frac{0.244313}{X_g X_h} + \frac{0.113929}{X_g^3} - \frac{0.00929265}{X_h^3} - \frac{0.0266293}{X_g X_h^2} - \frac{0.217008}{X_g^2 X_h} \right)$$

$$V = \left(\frac{0.0144868 - \frac{0.135977}{2.20} - \frac{0.0461919}{0.7419} + \frac{0.560718}{(2.20)^2} + \frac{0.0529829}{(0.7419)^2} + \frac{0.244313}{(2.20)(0.7419)} + \frac{0.113929}{(2.20)^3} - \frac{0.00929265}{(0.7419)^3} - \frac{0.0266293}{(2.20)(0.7419)^2} - \frac{0.217008}{(2.20)^2(0.7419)} \right)$$

$$V = 0.1577$$

$$f = \max \left[1.0, \frac{\left(\frac{0.0927779 - 0.0336633X_g + 0.964176X_g^2 + 0.0566286X_h + 0.347074X_h^2 - 4.18699X_h^3}{1 - 5.96093(10^{-3})X_g + 1.62904X_h + 3.49329X_h^2 + 1.39052X_h^3} \right) \right]$$

$$f = \max \left[1.0, \frac{\left(\frac{0.0927779 - 0.0336633(2.20) + 0.964176(2.20)^2 + 0.0566286(0.7419) + 0.347074(0.7419)^2 - 4.18699(0.7419)^3}{1 - 5.96093(10^{-3})(2.20) + 1.62904(0.7419) + 3.49329(2.20)^2 + 1.39052(0.7419)^3} \right) \right]$$

$$f = 1.0$$

- e) STEP 5 – Determine the flange forces, (VIII-1, paragraph 2-3).

$$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 P = \frac{\pi}{4} (26.25)^2 (135) = 73060.4 \text{ lbs}$$

$$H = \frac{\pi}{4} G^2 P = \frac{\pi}{4} (29.5)^2 (135) = 92271.5 \text{ lbs}$$

$$H_T = H - H_D = 92271.5 - 73060.4 = 19211.1 \text{ lbs}$$

$$H_G = W - H = 111329.5 - 92227.5 = 19058.0 \text{ lbs} \quad \text{Operating}$$

- f) STEP 6 – Determine the flange moment for the operating condition using paragraph 2-6. In these equations, h_D , h_T , and h_G are determined from Table 2-6.

For internal pressure,

$$h_D = \frac{C - B - g_1}{2} = \frac{31.25 - 26.25 - 0.6875}{2} = 2.1563 \text{ in}$$

$$h_G = \frac{C - G}{2} = \frac{31.25 - 29.5}{2} = 0.875 \text{ in}$$

$$h_T = \frac{1}{2} \left[\frac{C - B}{2} + h_G \right] = \frac{1}{2} \left[\frac{31.25 - 26.25}{2} + 0.875 \right] = 1.6875 \text{ in}$$

Paragraph 2-6:

$$M_o = H_D h_D + H_T h_T + H_G h_G$$

$$M_o = 73060.4(2.1563) + 19211.1(1.6875) + 19058.0(0.875)$$

$$M_o = 206634.6 \text{ in-lbs}$$

For vessels in lethal service or when specified by the user or his designated agent, the bolt spacing correction factor B_{SC} shall be applied in calculating the flange stress in paragraph 2-7. The flange moment M_o without correction for bolt spacing is used for the calculation of the rigidity index in paragraph 2-14. When the bolt spacing exceeds $2a + t$, multiply M_o by the bolt spacing correction factor B_{SC} for calculating flange stress, where:

$$B_{SC} = \sqrt{\frac{B_s}{2a + t}}$$

Commentary:

- 1) The equations for maximum bolt spacing B_{smax} and bolt spacing correction factor B_{SC} used in the VIII-2 are the same as in VIII-1 and are located in Table 4.16.11. However, VIII-2 does not have the supplemental check on bolt spacing of $2a + t$.
- 2) As is the case with VIII-1 design, VIII-2 also notes that the flange moment M_o without correction for bolt spacing is used for the calculation of the rigidity index located in Table 4.16.10.
- 3) The bolt spacing correction factor B_{SC} and the split loose flange factor of VIII-1, paragraph 2-9, F_s , are directly incorporated into the calculations for determining the flange moments for both operating and gasket seating.

$$M_o = abs \left[\left((H_D h_D + H_T h_T + H_G h_G) B_{SC} + M_{oe} \right) F_s \right] \quad \text{Internal Pressure}$$

$$M_g = \frac{W_g (C - G) B_{SC} F_s}{2} \quad \text{Gasket Seating}$$

- 4) As previously noted, the VIII-2 procedure provides the designer the ability to add an externally applied net-section axial force and bending moment to the bolt load for the operating condition. These externally applied loads induce a bending moment, referenced as M_{oe} , which is calculated from Equation 4.16.16,

$$M_{oe} = 4M_E \left[\frac{I}{0.3846I_p + I} \right] \cdot \left[\frac{h_D}{(C - 2h_D)} \right] + F_A h_D$$

- g) STEP 7 – Determine the flange moment for gasket seating condition using paragraph 2-6.

For internal pressure,

$$M_o = W \frac{(C - G)}{2} = 237626.3 \left(\frac{(31.25 - 29.5)}{2} \right) = 207923.0 \text{ in-lbs}$$

- h) STEP 8 – Determine the flange stresses for the operating and gasket seating conditions using the equations in paragraph 2-7.

Note: Paragraph 2-3 – If $B < 20g_1$, the designer may substitute the value of B_1 for B in the equation for S_H , where,

For integral flanges when $f \geq 1.0$,

$$B_1 = B + g_o$$

For integral flanges when $f < 1.0$ and for loose type flanges,

$$B_1 = B + g_1$$

Operating Condition

$$S_H = \frac{fM_o}{Lg_1^2 B} = \frac{(1.0)(206634.6)}{(0.9362)(0.6875)^2 (26.25)} = 17789.3 \text{ psi}$$

$$S_R = \frac{(1.33te + 1)M_o}{Lt^2 B} = \frac{[(1.33)(1.4375)(0.2680) + 1](206634.6)}{(0.9362)(1.4375)^2 (26.25)} = 6153.9 \text{ psi}$$

$$S_T = \frac{YM_o}{t^2 B} - ZS_R = \frac{(8.7565)(206634.6)}{(1.4375)^2 (26.25)} - 4.5180(6153.9) = 5553.8 \text{ psi}$$

Gasket Seating Condition

$$S_H = \frac{fM_o}{Lg_1^2 B} = \frac{(1.0)(207923.0)}{(0.9362)(0.6875)^2 (26.25)} = 17900.3 \text{ psi}$$

$$S_R = \frac{(1.33te + 1)M_o}{Lt^2 B} = \frac{[(1.33)(1.4375)(0.2680) + 1](207923.0)}{(0.9362)(1.4375)^2 (26.25)} = 6192.3 \text{ psi}$$

$$S_T = \frac{YM_o}{t^2 B} - ZS_R = \frac{(8.7565)(207923.0)}{(1.4375)^2 (26.25)} - 4.5180(6192.3) = 5588.3 \text{ psi}$$

- i) STEP 9 – Check the flange stress acceptance criteria. The criteria below shall be evaluated. If

the stress criteria are satisfied, go to STEP 10. If the stress criteria are not satisfied, re-proportion the flange dimensions and go to STEP 4.

Allowable normal stress – The criteria to evaluate the normal stresses for the operating and gasket seating conditions are shown in paragraph 2-8, for integral type flanges with hub welded to the neck, pipe or vessel wall.

Operating Condition

$$S_H \leq \min[1.5S_f, 2.5S_n]$$

$$\{S_H = 17789.3 \text{ psi}\} \leq \{\min[1.5(17800), 2.5(18800)] = 26700 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\{S_R = 6153.9 \text{ psi}\} \leq \{S_f = 17800 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\{S_T = 5553.8 \text{ psi}\} \leq \{S_f = 17800 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\left\{ \frac{(S_H + S_R)}{2} = \frac{(17789.3 + 6153.9)}{2} = 11971.6 \text{ psi} \right\} \leq \{S_{fo} = 17800 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\left\{ \frac{(S_H + S_T)}{2} = \frac{(17789.3 + 5553.9)}{2} = 11671.6 \text{ psi} \right\} \leq \{S_{fo} = 17800 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

Gasket Seating Condition

$$S_H \leq \min[1.5S_f, 2.5S_n]$$

$$\{S_H = 17900.3 \text{ psi}\} \leq \{\min[1.5(20000), 2.5(20000)] = 30000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\{S_R = 6192.3 \text{ psi}\} \leq \{S_f = 20000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\{S_T = 5588.3 \text{ psi}\} \leq \{S_f = 17800 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\left\{ \frac{(S_H + S_R)}{2} = \frac{(17900.3 + 6192.3)}{2} = 12046.3 \text{ psi} \right\} \leq \{S_f = 20000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

$$\left\{ \frac{(S_H + S_T)}{2} = \frac{(17900.3 + 5588.3)}{2} = 11744.3 \text{ psi} \right\} \leq \{S_f = 20000 \text{ psi}\} \quad \text{True}$$

- j) STEP 10 – Check the flange rigidity criterion in Table 2-14. If the flange rigidity criterion is satisfied, then the design is complete. If the flange rigidity criterion is not satisfied, then re-proportion the flange dimensions and go to STEP 3.

Operating Condition

$$J = \frac{52.14VM_o}{LE_y g_o^2 K_I h_o} \leq 1.0$$

$$\left\{ J = \frac{52.14(0.1577)(206634.6)}{(0.9362)(26.0E+06)(0.3125)^2 (0.3)(2.8641)} = 0.8319 \right\} \leq 1.0 \quad \text{True}$$

Where,

$$K_I = 0.3 \text{ for integral flanges}$$

Gasket Seating Condition

$$J = \frac{52.14VM_o}{LE_y g_o^2 K_I h_o} \leq 1.0$$

$$\left\{ J = \frac{52.14(0.1577)(207922.9)}{(0.9362)(29.4E+06)(0.3125)^2(0.3)(2.8641)} = 0.7403 \right\} \leq 1.0 \quad \text{True}$$

Where,

$$K_I = 0.3 \text{ for integral flanges}$$

Since the acceptance criteria are satisfied, the design is complete.

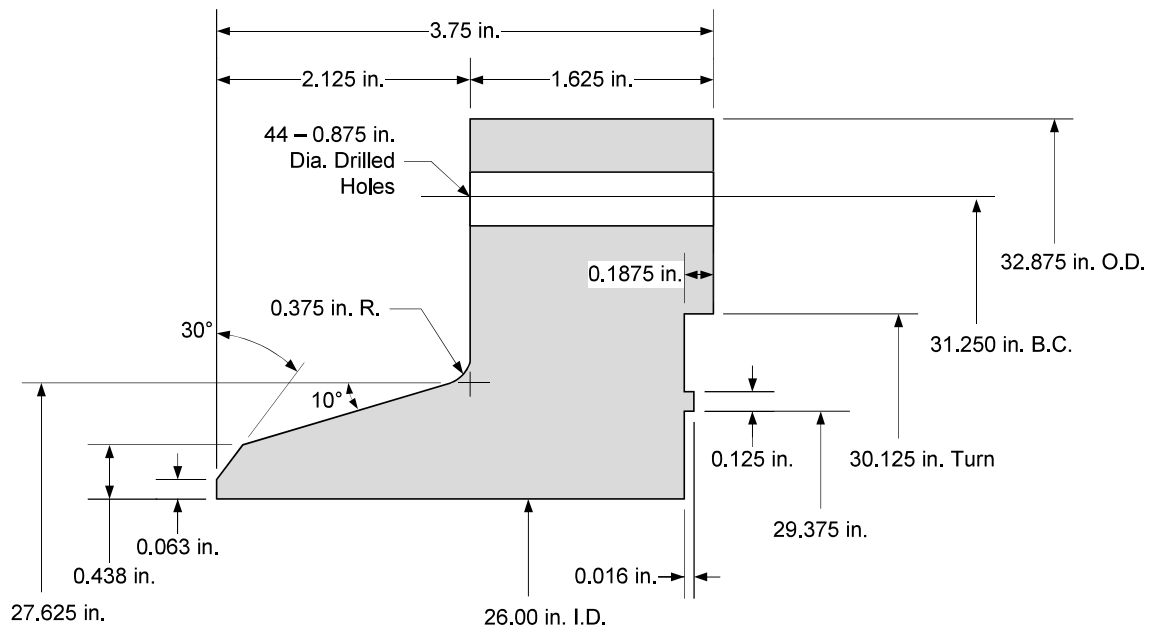


Figure E4.16.1 – Flanged Joints

FINITE ELEMENT ANALYSIS FOR THE EDUCTOR PLATE TO COLUMNS

1. INTRODUCTION

In this Design Report, the structural integrity of each item (VP-V-3801A/B) of storage spheres is investigated in accordance with the ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Sec. VIII, Div. 2, 2004 Edition. The structural integrity of the sphere support structure is also checked using the AISC Code.

The schematic tank configuration is shown in Fig. 1.1 The detail of column and bracing, and the detail of shell-to-column junction are shown in Fig. 1.2 and Fig. 1.3, respectively.

For the three-dimensional finite element analysis, a general purpose program ANSYS developed by ANSYS CO. is employed.

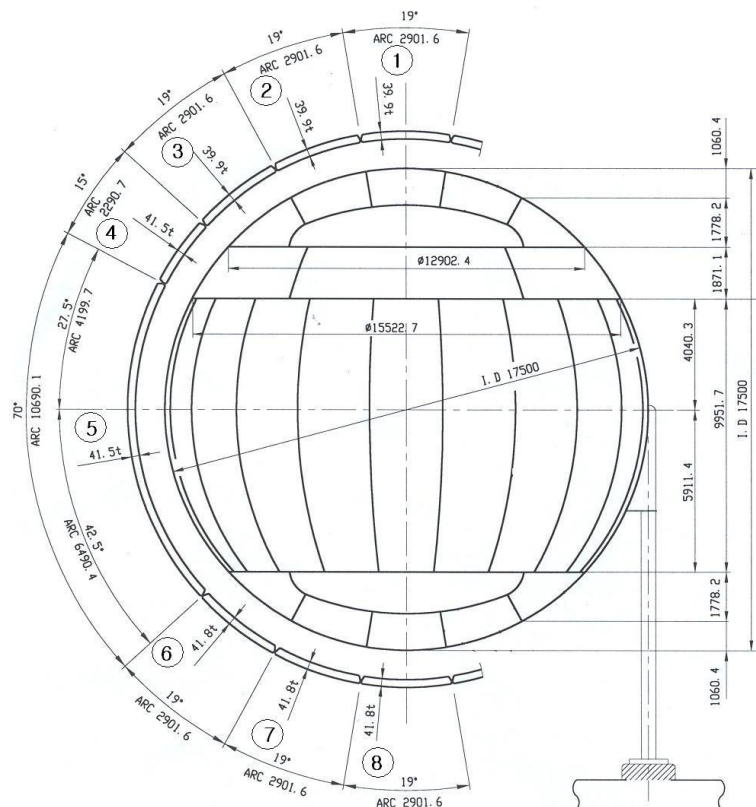
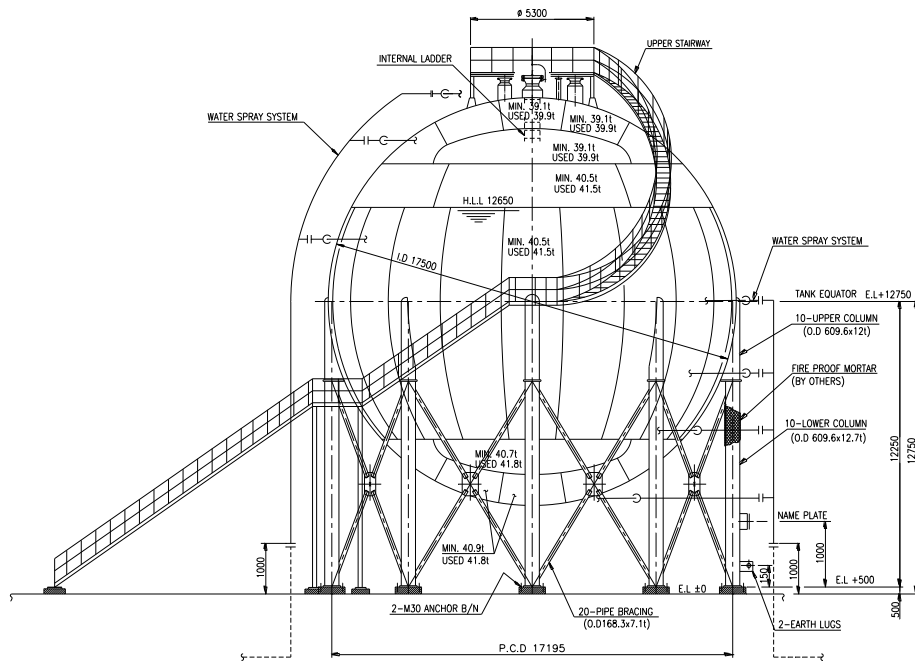


Fig. 1.1 Schematic Tank Configuration

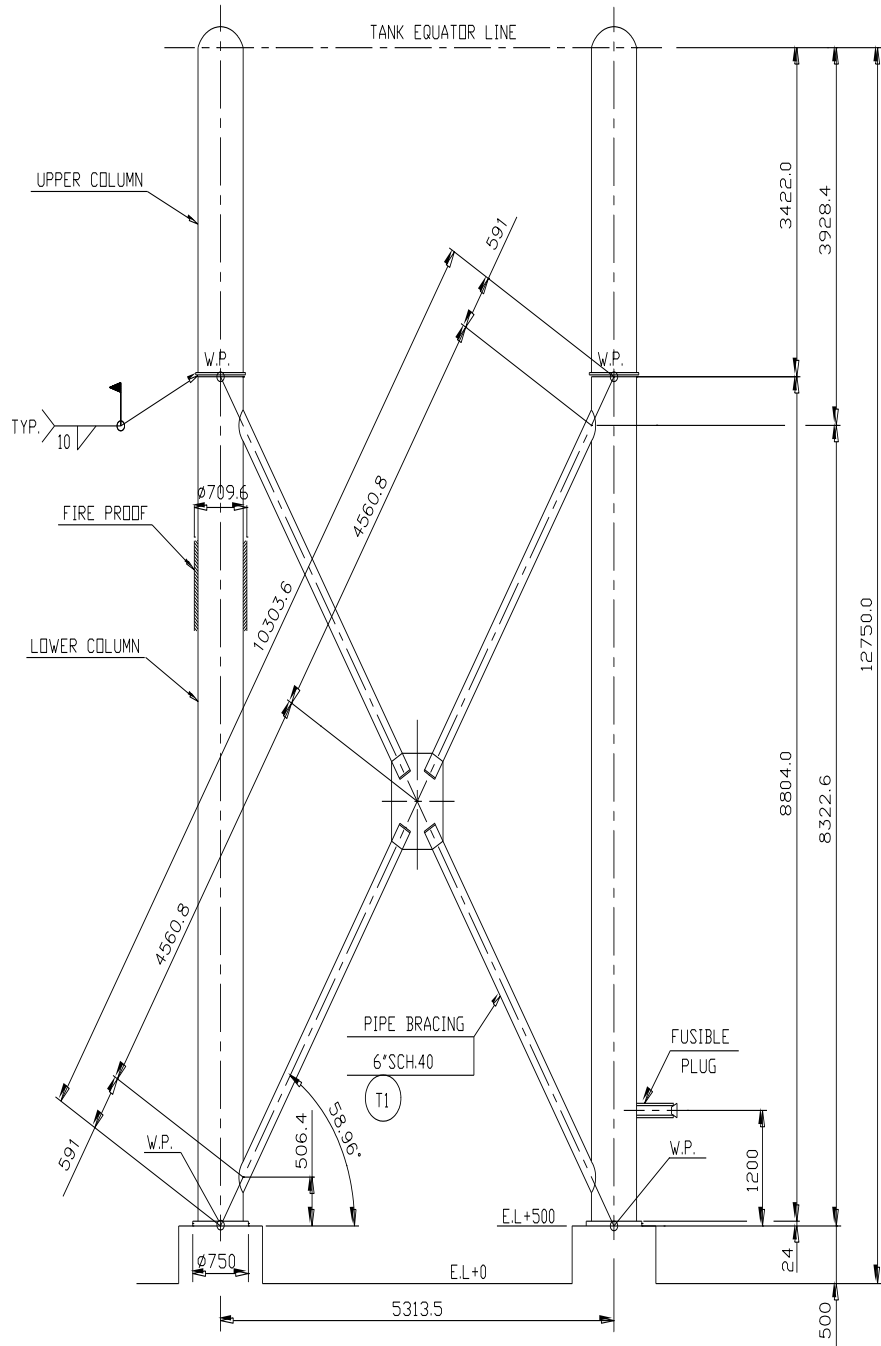


Fig. 1.2 Detail of Column and bracing

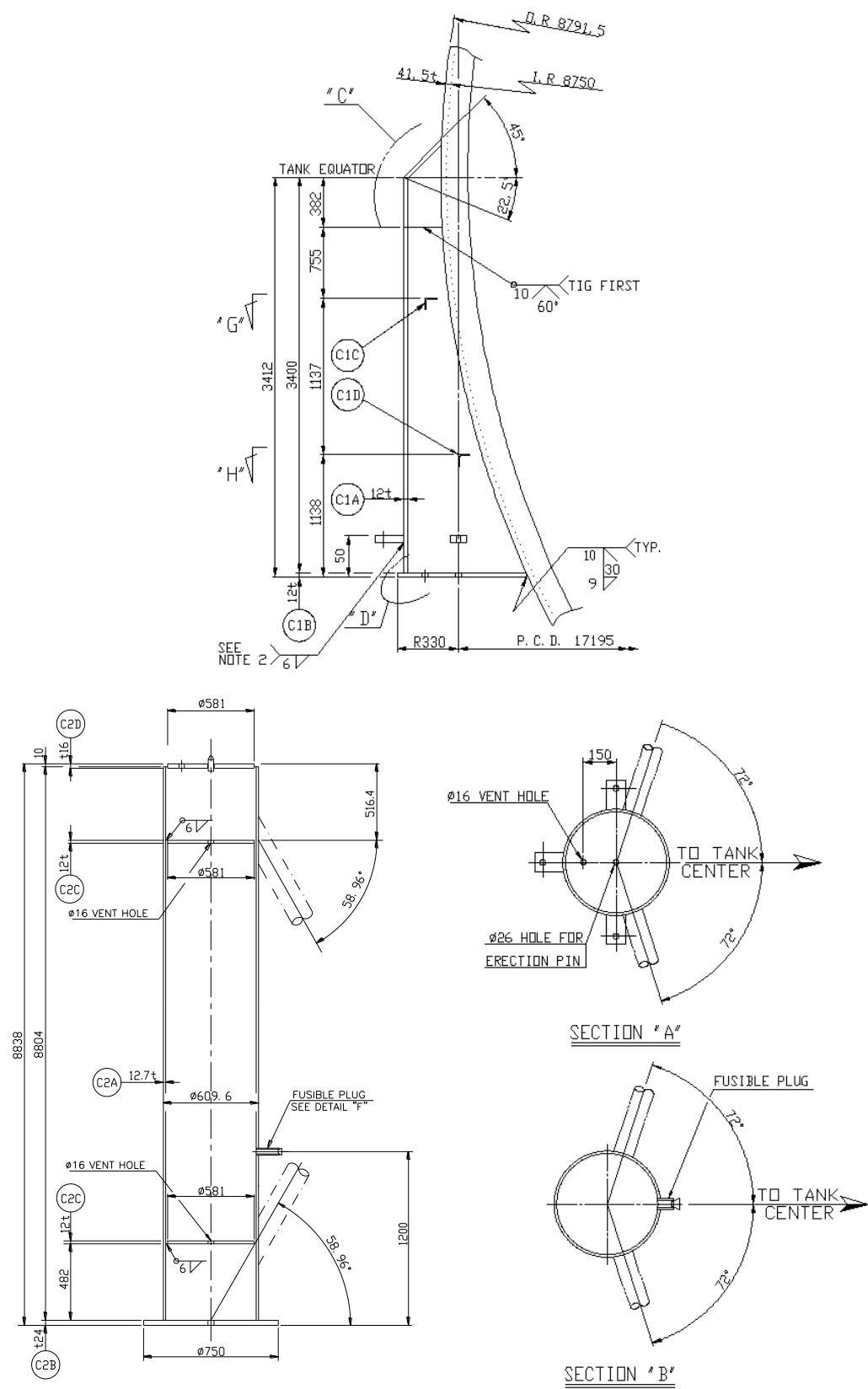


Fig. 1.3 Detail of Shell-to-Column Junction

2. DESIGN CRITERIA

2.1 Design Conditions

The applied codes for investigating structural integrity in design analysis are the ASME Sec. VIII, Div. 2 and AISC codes. The design load conditions are basically taken from the Owner's specifications. Specifically, the wind load is based on the ANSI/ASCE 7-95 "Minimum Design Load for Buildings and Other structures", and the seismic load is based on the 1997 Uniform Building Code. The design conditions are tabulated in Table 1.

Table 1. Design Conditions

Content Liquid		LPG
Density of Content Liquid (kg/cm ³)		0.58X10 ⁻³
Inter Pressure (kg/cm ²)	Design	16.11
	Hydrotest	24.17
Design Temperature (°C)		50/-40
Density of Hydrotest Water (kg/cm ³)		1.0X10 ⁻³
Corrosion Allowance (mm)	Shell (Inside)	1.5
	Support Structures	1.5
Design Wind Speed (m/sec)		41
Seismic Factor		0.075g

2.2 Allowable Stresses

The material of spherical shell and column stub is the pressure vessel plate A537 Cl. 2, and the material of supporting structures is the carbon steel pipe API5LB. In accordance with the ASME Sec. VIII, Div. 2, AD-151.1 and Appendix 4-130, the allowable stress intensity applied in design analysis varies with each loading condition. The design stress intensities of the design condition with wind load and the design condition with seismic load can be obtained by multiplying the design stress intensity of the material by k factor which is given in the ASME Sec. VIII, Div. 2, AD-150.

In case of the hydrotest condition, the allowable stress intensity are also determine in accordance with the ASME Sec. VIII, Div. 2, AD-151.1. The criteria are as follows:

$$1) P_m \leq 0.9\sigma_y$$

$$2) P_m + P_b \leq 1.35 \times \sigma_y \quad \text{for } P_m \leq 0.67 \times \sigma_y$$

$$P_m + P_b \leq 2.15 \times \sigma_y - 1.2 P_m \quad \text{for } 0.67 \times \sigma_y \leq P_m \leq 0.9 \times \sigma_y$$

where σ_y : Yield strength at test temperature as given in the applicable table of the ASME Sec. II, Part D.

The design stress intensity, k factor and the allowable stress intensity for each loading condition are given in Table 2.

Table 2. Allowable Stress Intensity of A537 Cl.2

(Unit = kg/mm²)

Loading Condition	k factor	Design Stress Intensity (S_m)	Max. Stress Intensity Limits ($S'_m = k \cdot S_m$)	Stress Category	Allowable Stress Intensity
Design Condition	1.0	18.772	18.772	P_m	$1.0 S'_m = 18.772$
				P_L	$1.5 S'_m = 28.158$
				$P_L + P_b$	$1.5 S'_m = 28.158$
Design Condition With Wind/ Seismic Load	1.2	18.772	22.526	P_m	$1.0 S'_m = 22.526$
				P_L	$1.5 S'_m = 33.789$
				$P_L + P_b$	$1.5 S'_m = 33.789$
Hydro test Condition with 1/2 Seismic Load	$\sigma_y = 42.185$			P_m	$0.9\sigma_y = 37.966$
				$P_m + P_b^*$	$1.07\sigma_y = 45.139$

 P_m : General Primary Membrane Stress P_L : Local Primary Membrane Stress P_b : Primary Bending Stress

* : The value of $P_m + P_b$ in Hydro test Condition with 1/2 Seismic Load under the assumption that P_m is equal to $0.9 \times \sigma_y$

Since the ASME Code does not provide any appropriate regulations of the buckling, the Unity check for the supporting structure is performed in accordance with the AISC Code from the basis that the behavior of the supporting structure is the same as the beams.

3. FINITE ELEMENT MODELING

3.1 Material Data

For storage spheres, the pressure vessel plate A537 Cl. 2 is used for the shell, and the carbon steel pipe API5LB for the supporting structures.

The data of the material properties obtained from the ASME Sec. II, Part D are listed in Table 3.

Table 3. Material Properties

Material Specification	A537 Cl. 2	API5LB
Reference Temperature (°C)	66.0	-12.0
Min. Ultimate Tensile Strength (kg/mm ²)	56.246	42.185

Min. Yield Strength (kg/mm ²)	42.185	24.575
Modulus of Elasticity (kg/mm ²)	20435.1	20741.0
Poisson's Ratio	0.3	0.3
Design Stress Intensity (S_m , kg/mm ²)	18.772	N/A

3.2 Geometric Modeling

The spherical shells of tanks and support columns are modeled with the three-dimensional plate elements, and the rigid links are used for connecting the plate elements with the beam elements. Fig. 3.1 shows the finite element model of the storage spheres.

The physical properties of the shell and the supporting structures are tabulated in Table 4. The corrosion allowance is considered in the finite element model.

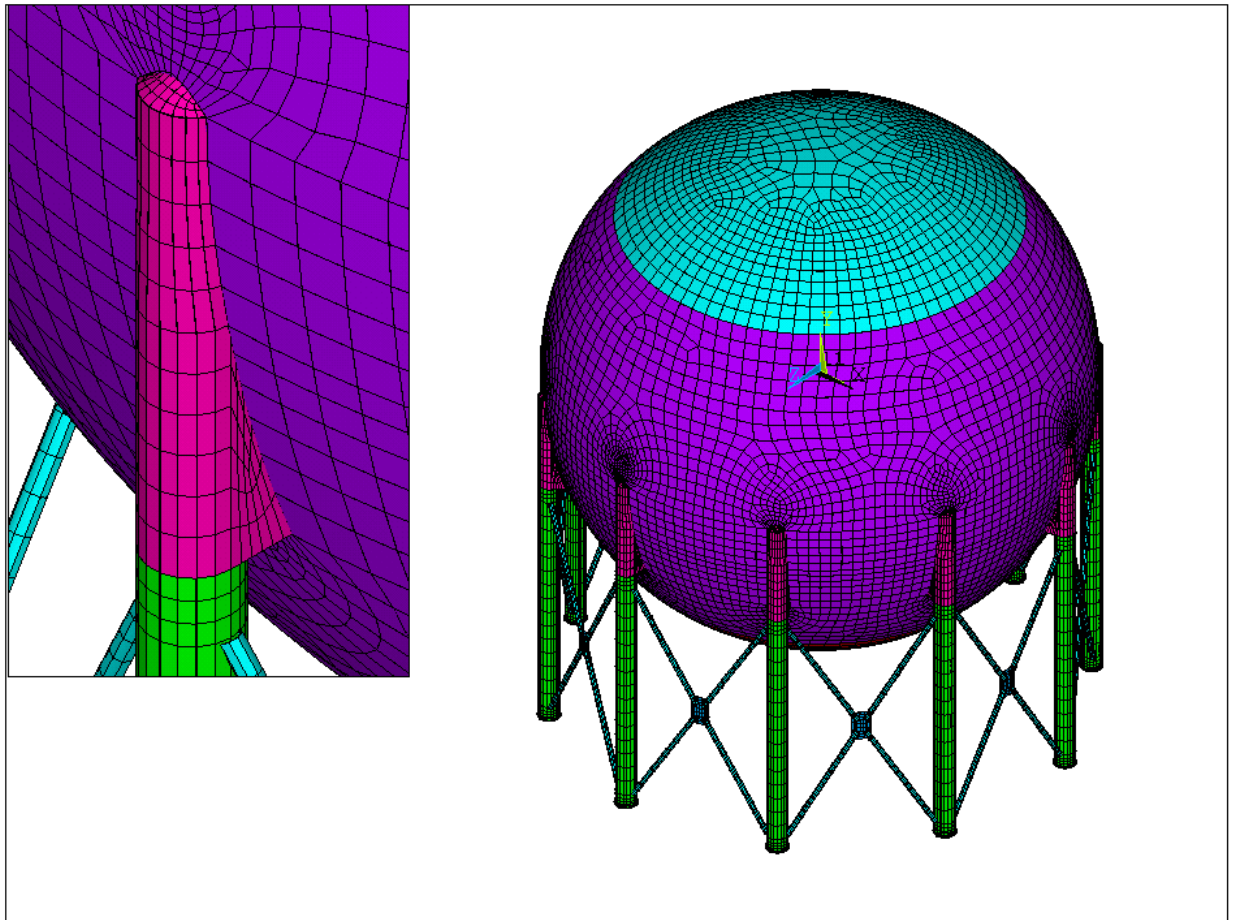


Fig. 3.1. Finite Element Model of Storage Spheres

Table 4. Physical Properties of Shell and Support Structures

Part No.			Minimum	Corroded
Shell Thickness	A Part (mm) ①, ②, ③		39.14	37.9
	B Part (mm)	Ordinary Plate ④	40.73	39.23
		Equator Plate ⑤	40.73	39.23
	C Part (mm) ⑥		40.97	39.47
	D Part (mm) ⑦, ⑧		41.1, 41.12	39.6, 39.62
Column	Outer Diameter (mm)		609.6	606.6
	Thickness (mm)		12.7	11.2
	Area (mm ²)		23797	21300
	Inertia of Moment (mm ⁴)		1.06x10 ⁹	9.42x10 ⁸
Bracing	Outer Diameter (mm)		168.3	168.3
	Thickness (mm)		7.1	7.1
	Area (mm ²)		3593	3593
	Inertia of Moment (mm ⁴)		1.17x10 ⁷	1.17x10 ⁷

3.3 Boundary Conditions

The nodes connected to the ground foundation are restrained from all the directions of translations and rotations. The boundary conditions for finite element analysis of storage spheres are shown in Fig. 3.2.

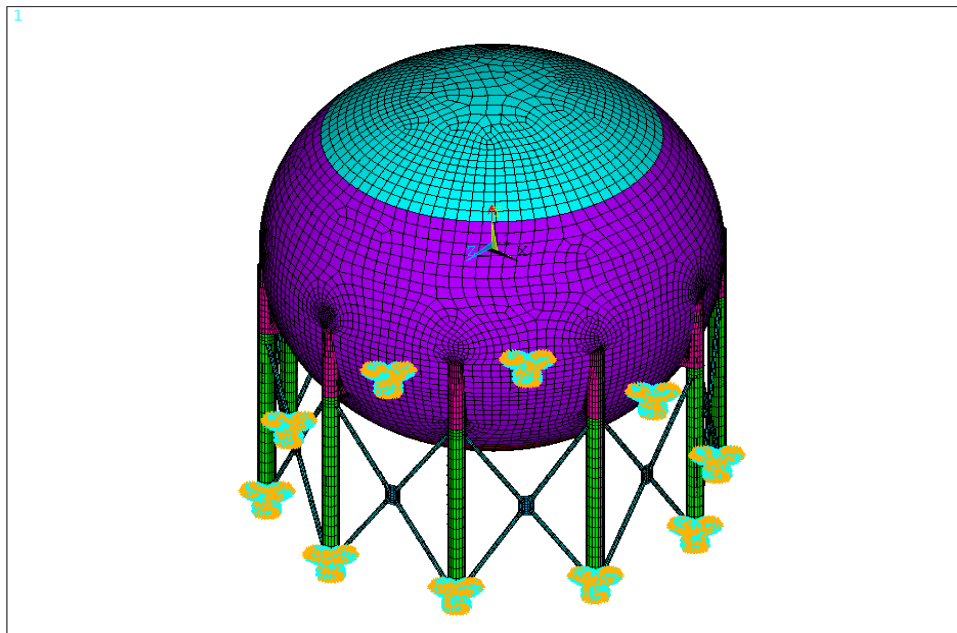


Fig. 3.2. Boundary Conditions for Finite Element Analysis

← UX, UY, UZ = FIXED
RX, RY, RZ = FIXED
(ANCHOR)

3.4 Load Conditions

In the analysis, five kinds of loads are considered. The loads are as follows:

- 1) Internal Design or Hydrotest Pressure
- 2) Dead Load and Live Load
- 3) Static Head due to Content Liquid
- 4) Wind Load
- 5) Seismic Load

The loads are evaluated in accordance with the regulations designated by the Owner's Specifications.

The internal design pressure and hydrotest pressure are applied to the inner surface of finite element model of sphere. The accessories of sphere such as manholes, nozzles, pipe, platform, stairway, fireproofing, and so forth are not included in the finite element model, but the dead and live loads of steel structures and accessories are distributed evenly on all the elements by adjusting steel density to yield the same total sum of the dead and live load.

The static heads due to content liquid and hydrotest water are distributed only one on the submerged elements, and pressure values at all the nodes of the element are calculated based on the nodal hydrotest pressure head, and their distributions are shown in Fig. 3.3 and Fig. 3.4, respectively.

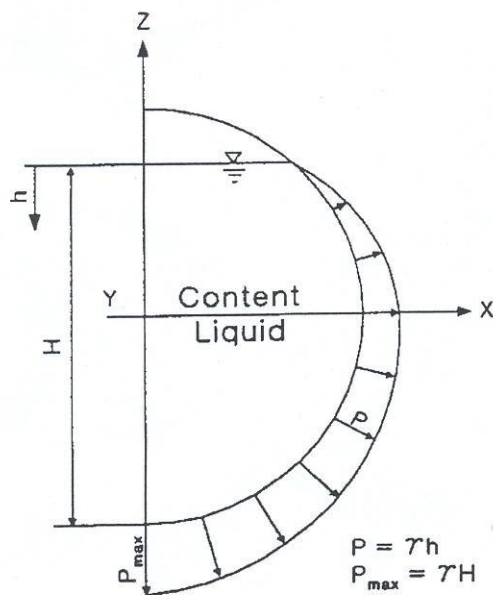


Fig. 3.3 Static Head Distributions due to Content Liquid

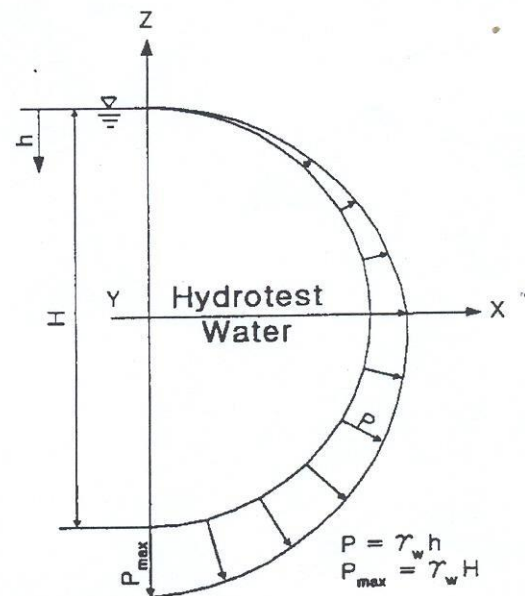


Fig. 3.4 Static Head Distributions due to Hydrotest Water

The wind load is evaluated in accordance with the Chapter 6 of the ANSI/ASCE 7-95. "Minimum Design Loads for Building and Other Structures". The Maximum design wind speed is 40m/sec and the equation for the design wind pressure is as follows:

$$P_{wind} = q_z \cdot G \cdot C_f$$

$$= 0.00256 \times K_z \cdot K_{zt} \cdot V^2 \cdot I \cdot G \cdot C_f$$

Where;	P_{wind}	: Design Wind Pressure	= 117.1 kg/m ²
	q_z	: Velocity Pressure	= 123.0 kg/m ²
	G	: Gust Effect Factor	= 0.85 in Exposure C
	C_f	: Force Coefficient	= 0.5
	g	: Acceleration of gravity	= 9.81 m/sec
	K_z	: Velocity Pressure Exposure Coefficient	= 1.17 at Height above ground = 24.6 m
	K_{zt}	: Topographic Factor	= 1.0
	V	: Design Wind Speed	= 41 m/sec
	I	: Importance Factor	= 1.0 for Category II

Though the design wind pressure varies in proportion to the height from the ground, it is assumed that the maximum design wind pressure is uniformly distributed on all elements of spherical shell structure regardless of the height. The design wind pressure distribution are shown in Fig. 3.5.

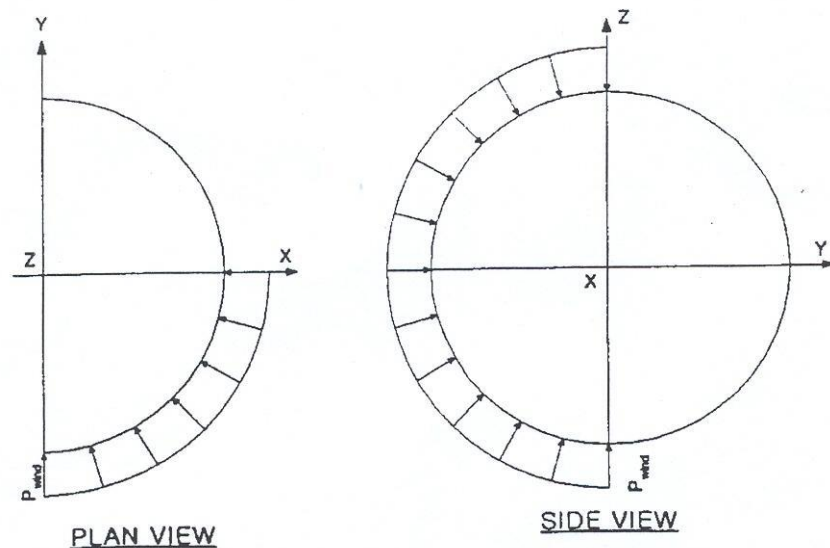


Fig. 3.5 Design Wind Pressure Distribution

The Seismic load is evaluated in accordance with the Uniform Building Code, Sec. 1630, 1997 Edition. The Seismic Zone is 2A and soil profile type is Sb. The equivalent horizontal acceleration for the quasi-static analysis is as follows;

$$0.11C_a \cdot I < a_h = \frac{C_v \cdot I}{R \cdot T} \leq \frac{2.5C_a \cdot I}{R}$$

where; a_h : Equivalent Horizontal Acceleration = 0.075g
 C_a : Seismic Coefficient = 0.18
 I : Importance Factor = 1.0
 C_v : Seismic Coefficient = 0.25
 R : Numerical Coefficient = 2.2
 T : Elastic Fundamental Period of Vibration = 0.7544 sec

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{W_o}{K \times g}}$$

where; W_o : Operating Weight = 1448930.0 kg
 K : Horizontal Stiffness or Rigidity = 12031.59 kg/mm
 g : Acceleration of Gravity = 9800 mm/sec²

The calculated equivalent horizontal acceleration is 0.075 of the gravitational acceleration, g. The Seismic load is due to the inertia force of structure and the content liquid. For the simple representation of the inertia forces of content liquid under the conservative design philosophy, they are considered using the equivalent pressure which is calculated based on a "Tributary Area" method.

The equivalent pressure is acting on the inner surface of submerged shell and is calculated as follows;

$$P_{seis} = \frac{dF}{dA} = \frac{dM \cdot a_h}{dA} = \frac{\rho \cdot dV \cdot a_h}{dA} = \rho \cdot R \cdot \sin \theta \cdot \sin \phi \cdot a_h$$

The equivalent pressure distribution is shown in Fig. 3.6.

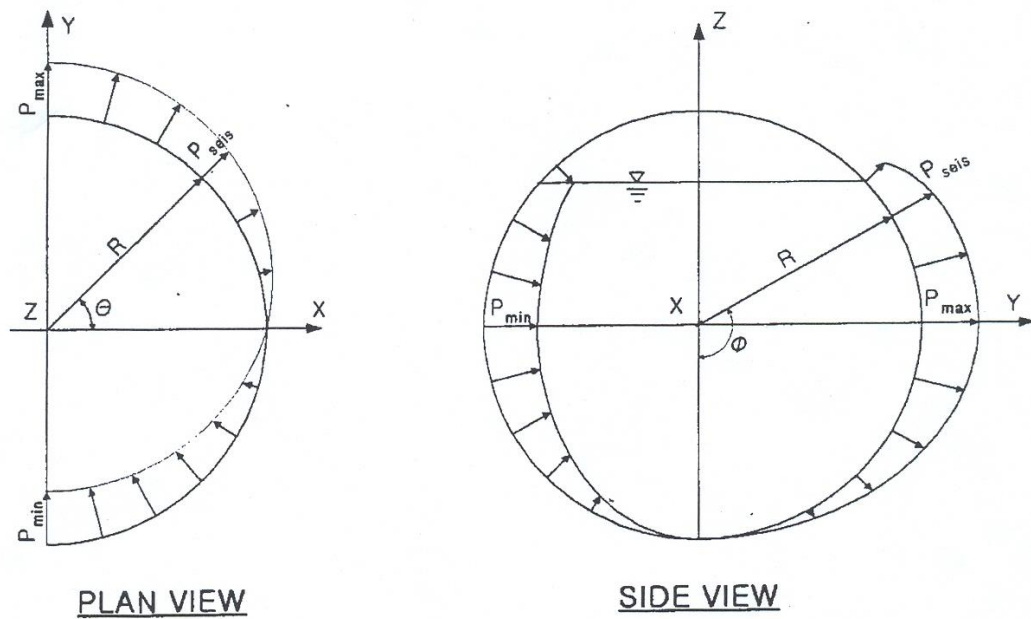


Fig. 3.6 Equivalent Pressure Distribution due to Inertia of Content liquid

Four load combinations are examined in this analysis; the design condition, the design condition with seismic load, the design condition with wind load and the hydrotest condition with 1/2 design seismic load. The load combinations are selected in accordance with the Owner's Specifications. The wind load and the seismic load are not considered to act simultaneously. The summary of the loads and four load combinations are tabulated in Table 5.

Table 5. Loads and Load Combinations

Loads	Load Combinations			
	Design Condition	Design Condition with Wind Load	Design Condition with Seismic Load	Design Condition with 1/2 Seismic Load
Pressure Load	16.11 kg/cm ²	16.11 kg/cm ²	16.11 kg/cm ²	24.17 kg/cm ²
Dead & Live Loads	377,800 kg	377,800 kg	377,800 kg	377,800 kg
Static Heads	1,321,830 kg	1,321,830 kg	1,321,830 kg	2,806,160 kg
Wind Loads	-	Design Wind Load	-	-
Seismic Loads	-	-	Design Seismic Load	1/2 Design Seismic Load

4. NUMERICAL RESULTS OF STRESS INTENSITIES

4.1 Numerical Results of Shell

The locations of interest to evaluate the calculated stress intensities are shown in Table 6 and Fig. 4.1. The stress intensities as results of design analysis for all load cases are summarized in Table 7. The contours of stress intensities are shown in Fig. 4.2 through Fig. 4.9. The stress intensity is defined as twice the maximum shear stress at the evaluation point of interest.

Table 6. Stress Evaluation Location

Point No.	Stress Category	Node No.	θ (degree)	φ (degree)
1	P_m P_L+P_b	17769	0.0	0.0
2	P_m P_L+P_b	16224	67.5	137.5
3	P_m P_L+P_b	17774	67.5	-137.5
4	P_m P_L+P_b	20419	0.0	180.0
5	P_L P_L+P_b	2	0.99	0.0
6	P_L P_L+P_b	1	-0.99	0.0
7	P_L P_L+P_b	77	1.01	-101.71
8	P_L P_L+P_b	72	-1.01	-101.71
9	P_L P_L+P_b	164	1.06	-95.53
10	P_L P_L+P_b	128	-1.06	-95.53

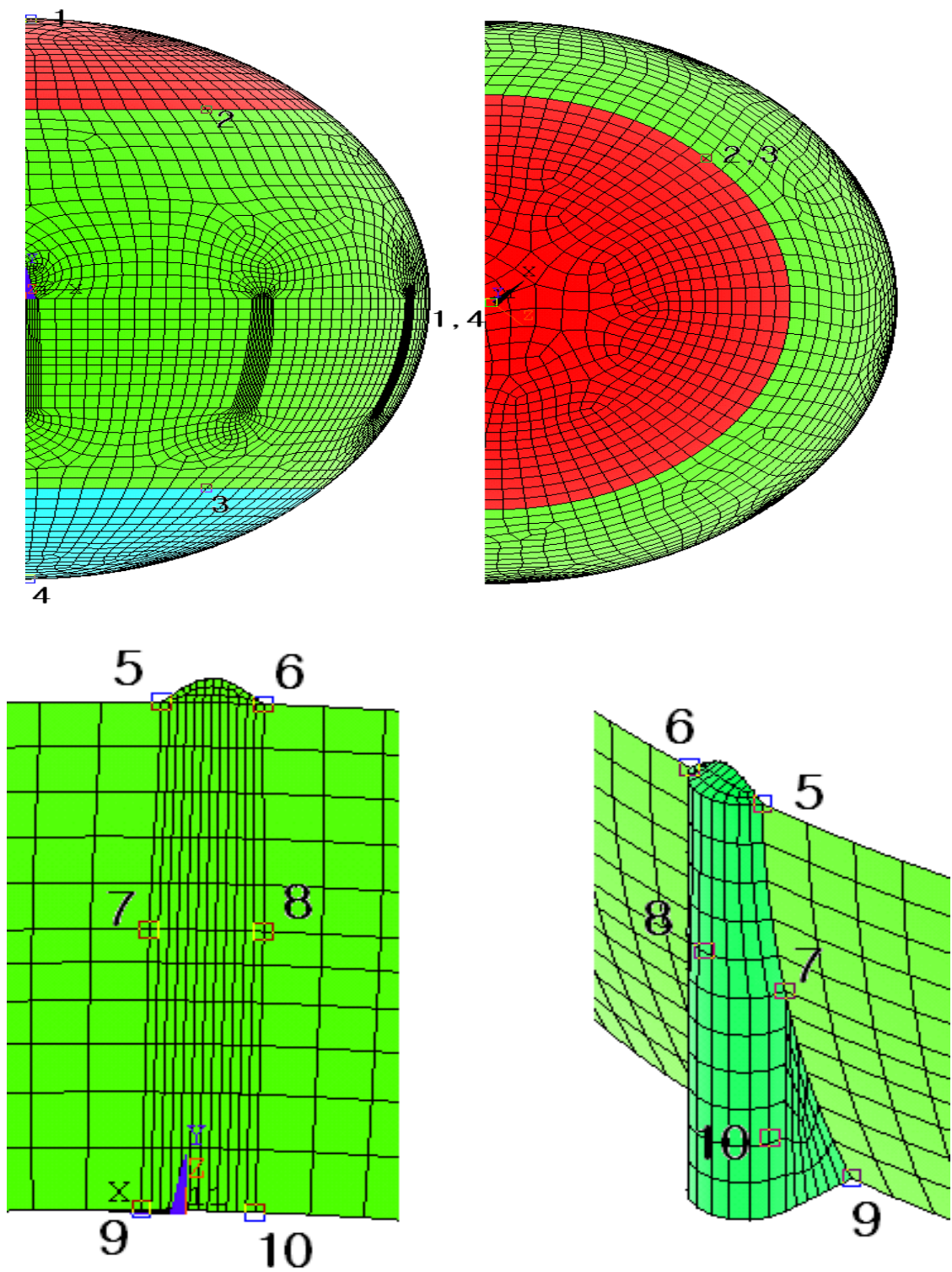


Fig. 4.1 Location of Nodes at Stress Evaluation Point
 Table 7. Numerical Results of Stress intensities (Unit = kg/mm²)

[illegible]

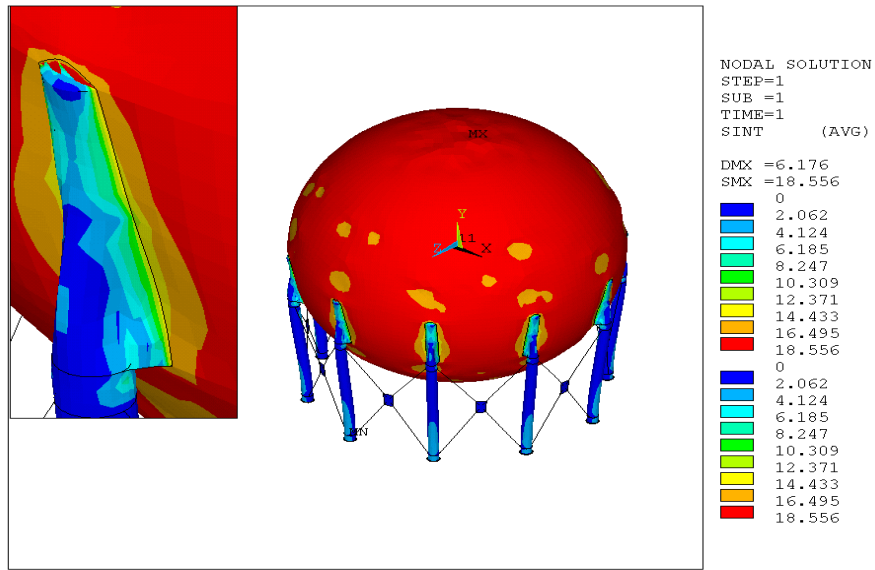


Fig. 4.2 Stress Intensity Contours for Design Condition
 (Primary Membrane Stress, P_m or P_L)

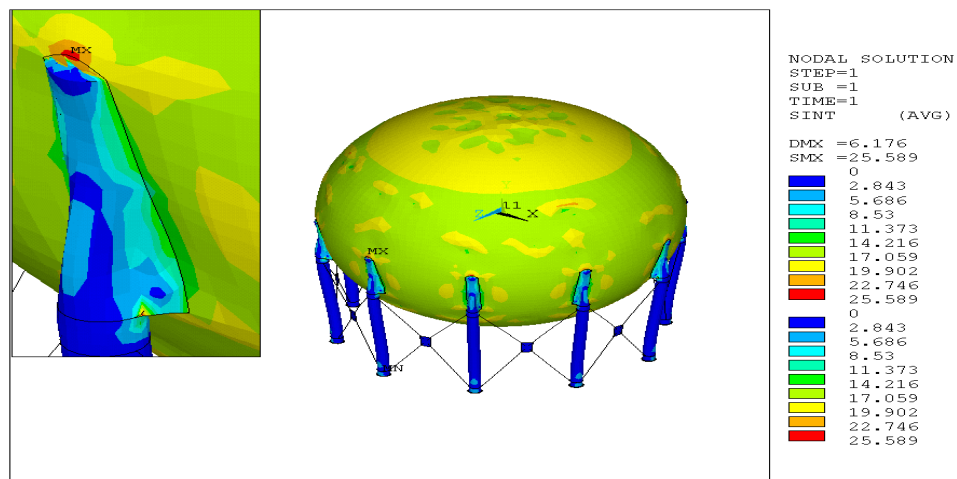


Fig. 4.3 Stress Intensity Contours for Design Condition
 (Primary Membrane Plus Primary Bending Stress, $P_L + P_b$)

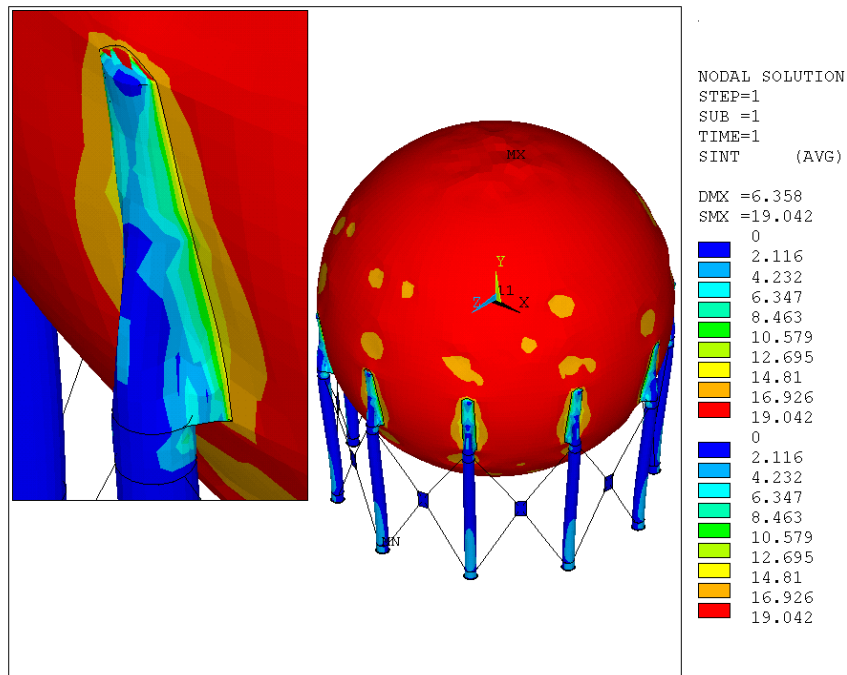


Fig. 4.4 Stress Intensity Contours for Design Condition with Wind Load
 (Primary Membrane Stress, P_m or P_L)

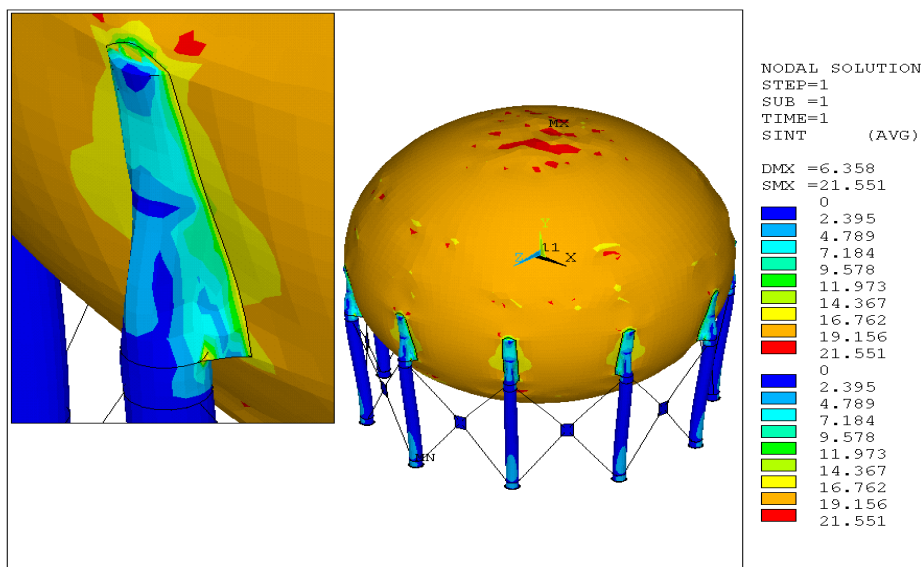


Fig. 4.5 Stress Intensity Contours for Design Condition with Wind Load
 (Primary Membrane Plus Primary Bending Stress, $P_L + P_b$)

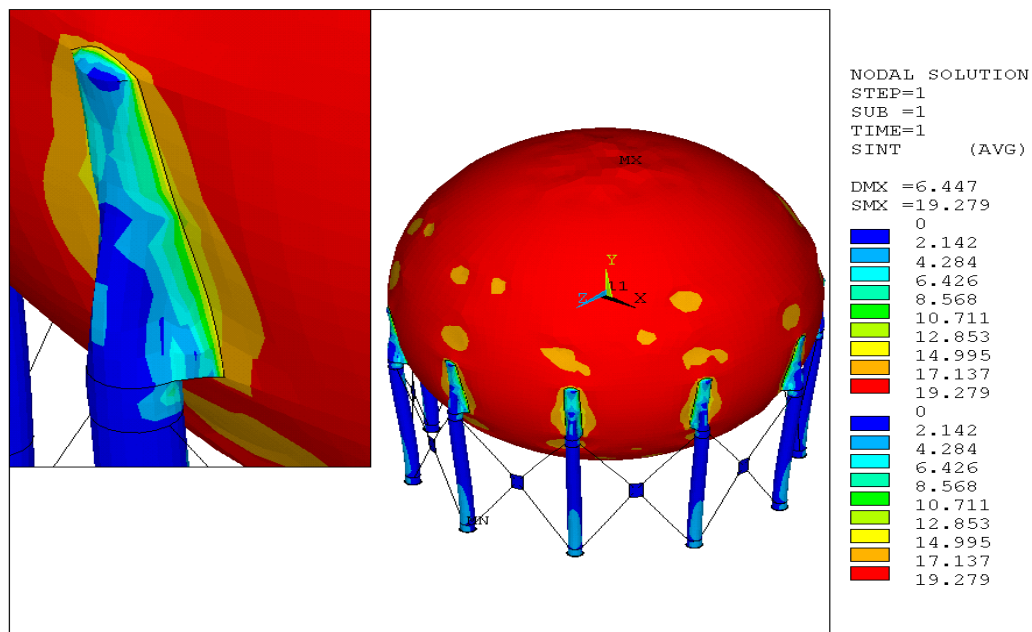


Fig. 4.6 Stress Intensity Contours for Design Condition with Seismic Load
(Primary Membrane Stress, P_m or P_L)

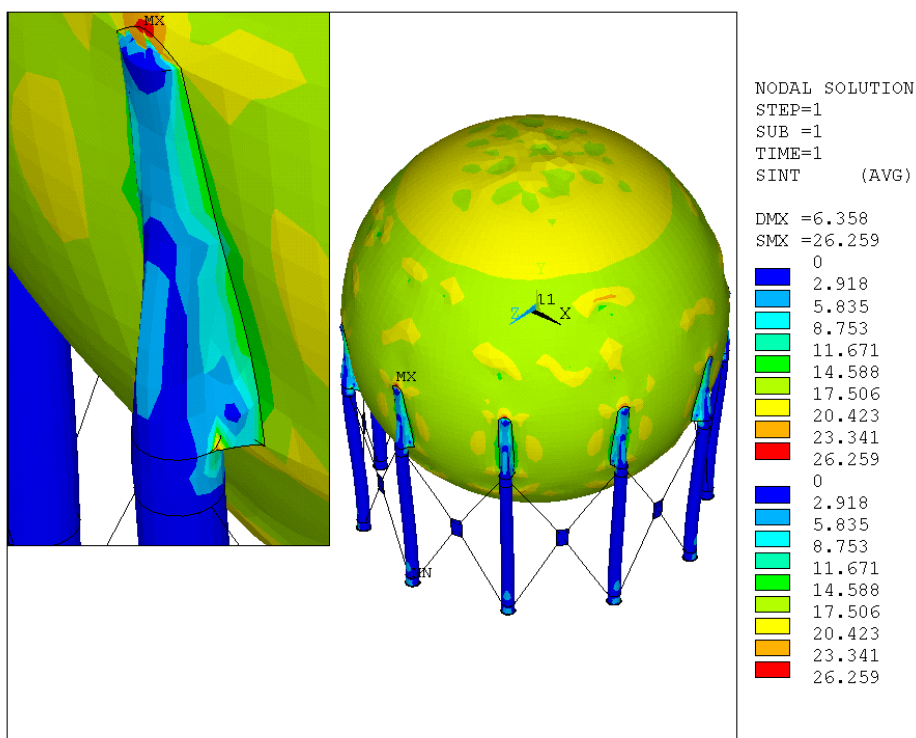


Fig. 4.7 Stress Intensity Contours for Design Condition with Seismic Load

(Primary Membrane Plus Primary Bending Stress, $P_L + P_b$)

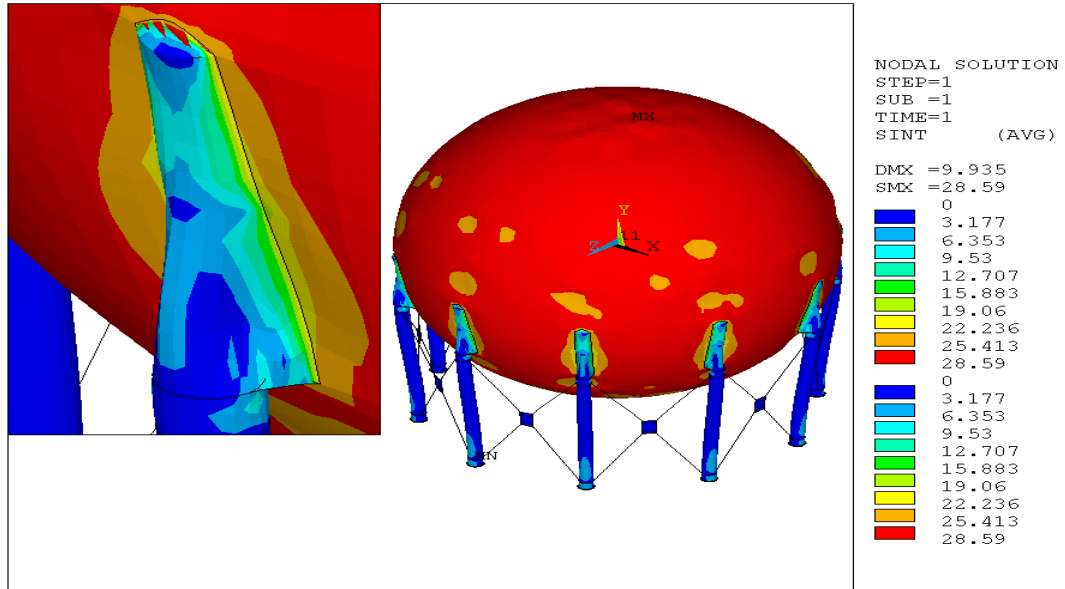


Fig. 4.8 Stress Intensity Contours for Hydrotest Condition with 1/2 Seismic Load (Primary Membrane Stress, P_m or P_L)

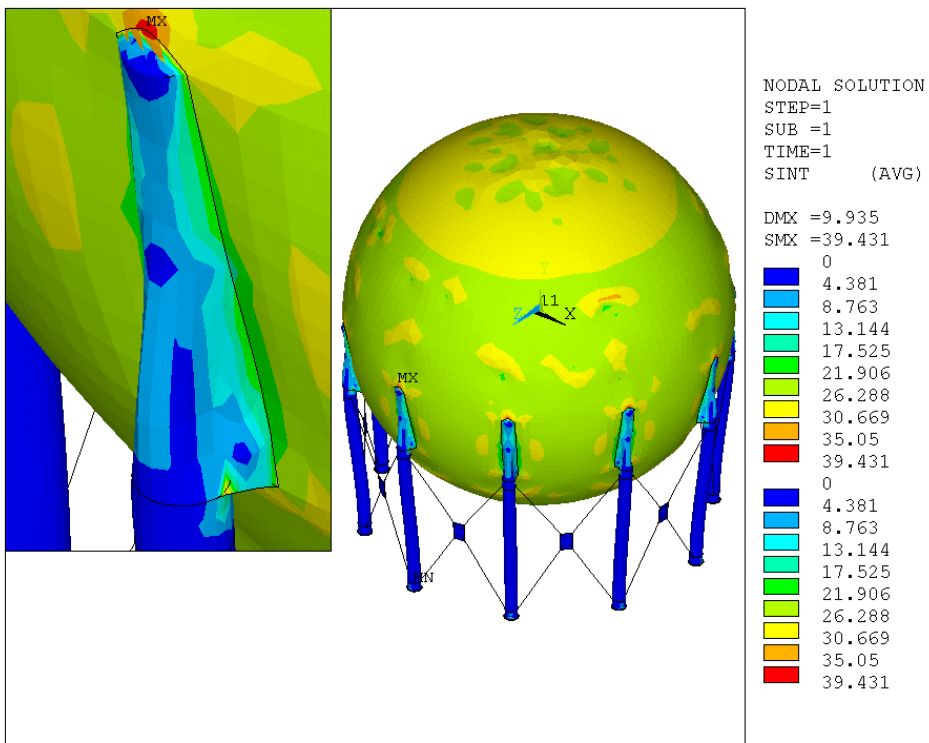


Fig. 4.7 Stress Intensity Contours for Hydrotest Condition with 1/2 Seismic Load
(Primary Membrane Plus Primary Bending Stress, $P_L + P_b$)

The stress intensities in all load cases are evaluated in compliance with the criteria in AD-150, AD-151-1 and Appendix 4-130 of the ASME Sec. VIII, Div. 2, prescribed in Chapter 2.

4.2 AISC Code Check for Supporting Structures

For the supporting structures, the AISC Code Check is performed to examine the structural integrity.

For the wind and seismic loads, the axial and bending allowable stresses are increased one-third above the allowable by the regulation of the AISC code. It is assumed that the effective length factor, K is as 1.0 in the buckling mode of the column and bracing. In the bracing buckling mode, the effective length of the out-plane is considered as the total length of the bracings. However, those of the in-plane is considered as the half of the total length because the bracings are connected with each other at the center of themselves.

The maximum Unity Check is 0.970 for the column in the hydrotest condition with 1/2 design seismic load and 0.810 for the bracing in the design condition with seismic load. The results of the Unity check for columns and bracings are tabulated in Table 8.

Table 8. Unity Check for Supporting Structures

Load Case \ Item No.	Column	Bracing	Remark
Design Condition	0.789	0.323	O. K
Design Condition with Wind Load	0.589	0.321	O. K
Design Condition with Seismic Load	0.752	0.810	O. K
Hydrotest Condition with 1/2 Seismic Load	0.970	0.712	O. K

5. CONCLUSIONS

The design analyses for VP-V-3801A/B of the storage spheres in the EPCC OF PACKAGE 3 BULK DEPOT FACILITIES AND PACKAGE 4 LPG BOTTLING FACILITIES FOR INDEPENDENT OIL TERMINAL PROJECT are performed for the loads and their combinations required by Owner's Specification.

Three-dimensional finite element model was developed and used for the stress analysis of the storage spheres for all required loads and load combinations in accordance with section VIII, Division 2 of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code and the Owner's Specification. The finite element analysis program, ANSYS is used for the analysis.

As a result of the analysis, it is found that the higher stress intensities occurs in the vicinity of the equator plate and the junction part of shell-to-supporting structures, more specifically at the equator plate region just below of the junction part. These higher stress intensities are seemed to be due to the structural discontinuity and the stress concentration.

It is concluded that, for all loads and their combinations, the stress intensities of storage sphere meet the required criteria of the ASME code and the Unity Check for the supporting structures also meet the criteria of the AISC code.